

Vysoká škola báňská – Technická univerzita

Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

## **Konstrukční řešení dvouprstého paralelního chapadla**

### ***Design of Two-Finger Parallel Gripper***

Student:

Lukáš Podešva

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra robotiky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Podešva**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2301R013 Robotika  
Téma: **Konstrukční řešení dvoupřstého paralelního chapadla**  
**Design of Two-Finger Parallel Gripper**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte a proveďte konstrukční řešení dvoupřstého chapadla s paralelním pohybem čelistí.
2. Navrhněte variantní řešení kinematické struktury chapadla s důrazem na bezpečnost uchopení válcových a kulových objektů a vyberte optimální variantu.
3. Vybranou variantu rozpracujte do úrovně detailního 3D modelu, včetně kompletní výrobní výkresové dokumentace a specifikace nakupovaných komponent.
4. Pro jednotlivé součásti stanovte technologický postup výroby.
5. Práci doložte v elektronické podobě ve formátu MS Word a souborů systému Creo.

Seznam doporučené odborné literatury:


1. Skařupa, J. *Průmyslové roboty a manipulátory*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 260 s. ISBN 978-80-248-1522-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Čestné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne.....

.....

Lukáš Podešva

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Lukáš Podešva

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PODEŠVA, L. *Konstrukční řešení dvouprstého paralelního chapadla: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2016, 61 s. Vedoucí práce: Mostýn, V.

V bakalářské práci se zabýváme konstrukčním řešením dvouprstého paralelního chapadla. V rešerši práce jsme popsali kinematické struktury, způsoby pohonu a varianty chapadel dostupných na trhu. Následně jsme vytvořili variantní řešení kinematické struktury. Na základě hodnotové analýzy a konstrukčních požadavků jsme vybrali strukturu, kterou jsme detailně vymodelovali v systému Creo. Určili jsme potřebné síly pohonu a vybrali vhodný typ, dále jsme provedli optimalizaci modelu na základě analýzy v programu ANSYS a specifikovali nakupované komponenty. Kompletní výkresová dokumentace, kontrolní výpočty, pohledy na model a 3D model jsme umístili do příloh bakalářské práce.

**Klíčová slova:** efektor, chapadlo, dvouprsté chapadlo, paralelní chapadlo

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PODEŠVA, Lukáš. *Design of Two-Finger Parallel Gripper: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2016, 61 p. Thesis head: Mostýn, V.

The thesis describes construction of Two-Finger Parallel Gripper. In the background research we have described kinematic structures, methods of drive and variations of grippers available on market. Subsequently we have created different solutions of kinematic structures. On the basis of the analysis and construction demands, we have chosen structure, which we have made in the system Creo. We have established needed powers of drive and chose ideal type, afterwards we optimised model on the basis of analysis in the program ANSYS. We specified already purchased components. Complete drawing documentation, controlling calculation, views on the model and 3D model are placed in the attachments of the thesis.

**Key words:** effector, gripper, two-finger gripper, parallel gripper

## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu bakalářské práce Panu prof. Dr. Ing. Vladimíru Mostýnovi za vedení práce, konzultace především ohledně systému CREO, cenné rady a připomínky k úspěšnému dokončení práce. Dále děkuji Ing. Marku Gebauerovi za odborné rady a pomoc s analýzami v programu ANSYS, Ing. Matěji Galovi a Ing. Václavu Krysovi, Ph.D. za konzultace a rady k výkresové dokumentaci. Děkuji své rodině a přátelům za podporu a toleranci během vypracovávání této práce.

# Obsah

	strana
1 Seznam obrázků .....	9
2 Seznam tabulek .....	12
3 Seznam použitého značení .....	13
4 Úvod .....	15
5 Rešerše paralelních chapadel .....	16
5.1 Popis chapadla .....	16
5.2 Rozdělení na základě kinematické struktury .....	16
5.3 Rozdělení podle způsobu pohonu .....	18
5.4 Porovnání zástupců dvouprstých paralelních chapadel na trhu .....	19
6 Požadavkový list .....	23
6.1 Parametry robotu ABB IRB 140 .....	23
6.2 Parametry 3D tiskárny FORTUS 360mc .....	24
7 Varianty řešení kinematické struktury .....	25
7.1 Varianta A .....	25
7.2 Varianta B .....	26
7.3 Varianta C .....	27
8 Hodnotová analýza .....	28
8.1 Kritéria analýzy .....	28
8.1.1 Hodnocení kritérií .....	28
8.2 Zhodnocení jednotlivých variant .....	29
8.3 Váha významnosti jednotlivých kritérií .....	29
8.4 Výpočet vážených indexů navržených variant .....	29
8.5 Výsledek hodnotové analýzy .....	30
9 Dimenzování pohonu .....	31
9.1 Určení potřebné síly motoru .....	31
9.2 Výběr motoru .....	33
10 Rozpracovaná varianta s motorem .....	35
10.1 Pevnostní analýza ramen rozpracovaného modelu .....	37

10.1.1	Popis sítě.....	38
10.1.2	Okrajové podmínky .....	39
10.1.3	Posunutí mechanismu .....	40
10.1.4	Ekvivalentní (von-Mises) napětí.....	40
11	Finální model .....	41
11.1	Pohledy na model .....	41
11.2	Dimenzování pružiny .....	43
11.2.1	Ideální pružina podle systému PTC Creo .....	43
11.3	Výběr pružiny .....	45
11.4	Pevnostní analýza finálního modelu.....	47
11.4.1	Popis sítě.....	47
11.4.2	Okrajové podmínky .....	48
11.4.3	Posunutí mechanismu .....	48
11.4.4	Ekvivalentní (von-Mises) napětí.....	49
11.4.5	Vyobrazení bezpečnosti .....	50
11.5	Analýza uchopovací rychlosti čelistí.....	52
11.6	Specifikace nakupovaných komponent .....	53
12	Závěr .....	57
13	Seznam použité literatury .....	59
13.1	Knižní zdroje .....	59
13.2	Internetové zdroje:.....	59
14	Seznam příloh .....	61



# 1 Seznam obrázků

## Textová zpráva

	strana
<i>Obr. 1 Principy efektoru s lineárním pohonem [1].....</i>	16
<i>Obr. 2 Principy efektoru s rotačním pohonem [1].....</i>	17
<i>Obr. 3 Uplatnění různých mechanismů transformačního bloku [1].....</i>	17
<i>Obr. 4 Parallel gripper KGG 80-60 [4] .....</i>	20
<i>Obr. 5 Parallel gripper EVG 55-100 [4] .....</i>	20
<i>Obr. 6 Parallel gripper PHL-G 25-060 [4] .....</i>	21
<i>Obr. 7 Adaptive robot gripper 2-finger I40 [5].....</i>	21
<i>Obr. 8 2-Jaw Parallel gripper Series GP400-GP406S-C [6].....</i>	22
<i>Obr. 9 2-Jaw Parallel gripper Series GEPI400-GEPI406C [6].....</i>	22
<i>Obr. 11 Pracovní prostor robotu [7] .....</i>	24
<i>Obr. 10 Robot ABB IRB 140 [7] .....</i>	24
<i>Obr. 12 Fortus 380 mc [8].....</i>	24
<i>Obr. 13 Schéma chapadla s ozubeným mechanismem .....</i>	25
<i>Obr. 14 Schéma chapadla s šroubovým a kulisovým mechanismem .....</i>	26
<i>Obr. 15 Schéma chapadla s ozubeným mechanismem .....</i>	27
<i>Obr. 16 Schéma s prvotní volbou rozměrů a silami na ramenech chapadla.....</i>	31
<i>Obr. 17 Schéma pro výpočet krouticího momentu.....</i>	31
<i>Obr. 18 Schéma pro výpočet posuvné síly motoru.....</i>	32
<i>Obr. 19 Krokový aktuátor E35H4(N)-V [9].....</i>	33
<i>Obr. 20 Síla v závislosti na rychlosti - křivka pro krokový aktuátor [9] .....</i>	33
<i>Obr. 21 Schéma motoru s E35H(N)-V rozměry [9] .....</i>	34
<i>Obr. 22 Čelní pohled na chapadlo.....</i>	35
<i>Obr. 23 Chapadlo s uchopeným válcovým OM .....</i>	36
<i>Obr. 24 Pohled na chapadlo s odebraným víkem .....</i>	36
<i>Obr. 25 Detail lineárního vedení kulisy.....</i>	37
<i>Obr. 26 Vysíťovaný povrch zjednodušeného mechanismu .....</i>	38
<i>Obr. 27 Detail kritického místa síťování .....</i>	39
<i>Obr. 28 Okrajové podmínky výpočtu .....</i>	39
<i>Obr. 29 Posunutí mechanismu.....</i>	40

<i>Obr. 30</i>	<i>Ekvivalentní napětí - pohled 1</i>	40
<i>Obr. 31</i>	<i>Ekvivalentní napětí pohled 2</i>	41
<i>Obr. 32</i>	<i>Čelní pohled na finální model chapadla</i>	41
<i>Obr. 33</i>	<i>Zadní pohled na finální model chapadla</i>	42
<i>Obr. 34</i>	<i>Pohled na rozložené chapadlo</i>	42
<i>Obr. 35</i>	<i>Analýza ideální pružiny v systému PTC Creo</i>	43
<i>Obr. 36</i>	<i>Průběh síly během uchopování OM na ideální pružině a pohybové matici</i>	44
<i>Obr. 37</i>	<i>Analýza pružiny U.191.220.0400.I</i>	45
<i>Obr. 38</i>	<i>Pružina U.191.220.0400.I [10]</i>	45
<i>Obr. 39</i>	<i>Průběh síly během uchopování OM na reálné pružině a pohybové matici</i>	46
<i>Obr. 40</i>	<i>Vysíťovaný povrch finálního modelu chapadla</i>	47
<i>Obr. 41</i>	<i>Okrajové podmínky výpočtu finálního modelu</i>	48
<i>Obr. 42</i>	<i>Deformace mechanismu finálního modelu</i>	49
<i>Obr. 43</i>	<i>Ekvivalentní napětí- finální model-pohled 1</i>	49
<i>Obr. 44</i>	<i>Ekvivalentní napětí- finální model-pohled 2</i>	50
<i>Obr. 45</i>	<i>Bezpečnost chapadla podle meze kluzu</i>	51
<i>Obr. 46</i>	<i>Bezpečnost chapadla podle meze pevnosti</i>	51
<i>Obr. 47</i>	<i>Analýza uchopovací rychlosti chapadla</i>	52
<i>Obr. 48</i>	<i>Graf uchopovací rychlosti na čase</i>	53
<i>Obr. 49</i>	<i>Náčrt s rozměry pojistných třmenových kroužků [11]</i>	53
<i>Obr. 50</i>	<i>Parametry pojistných kroužků ČSN 02 2929.10 [2]</i>	53
<i>Obr. 51</i>	<i>Náčrt ložiska IGLIDUR tvar F [12]</i>	54
<i>Obr. 52</i>	<i>Náčrt ložiska IGLIDUR tvar S [12]</i>	55
<i>Obr. 53</i>	<i>Protiskluzová guma na čelisti chapadla [13]</i>	56

**Příloha A**

*Obr. A 1 Analýza táhla 1*

*Obr. A 2 Detail analýzy táhla 1*

*Obr. A 3 Kritické místo upraveného mechanismu*

*Obr. A 4 Kritické místo upraveného mechanismu 2*

*Obr. A 5 Kritické místo upraveného mechanismu 3*

*Obr. A 6 Pohled na finální model chapadla*

*Obr. A 7 Chapadlo s OM 1*

*Obr. A 8 Chapadlo s OM 2*

**Příloha B**

*Obr. B 1 Snímek obrazovky se silou působící na čep 1*

*Obr. B 2 Schéma 1 pro kontrolu čepů*

*Obr. B 3 Snímek obrazovky se silou působící na čep 2*

*Obr. B 4 Snímek obrazovky se silou působící na čep 3*

*Obr. B 5 Snímek obrazovky se silou působící na čep 4*

*Obr. B 6 Snímek obrazovky se silou působící na čep 5*

*Obr. B 7 Schéma 2 pro kontrolu čepů*

*Obr. B 8 Snímek obrazovky se silou působící na čep 6*

## 2 Seznam tabulek

### Textová zpráva

	strana
<i>Tab. 1 Požadavkový list .....</i>	23
<i>Tab. 2 Parametry robotu ABB IRB 140 [7] .....</i>	23
<i>Tab. 3 Parametry tiskárny FORTUS 360mc [8] .....</i>	24
<i>Tab. 4 Kritéria analýzy .....</i>	28
<i>Tab. 5 Hodnocení kritérií.....</i>	28
<i>Tab. 6 Zhodnocení jednotlivých variant .....</i>	29
<i>Tab. 7 Váha významnosti jednotlivých kritérií .....</i>	29
<i>Tab. 8 Výpočet vážených indexů varianty A .....</i>	29
<i>Tab. 9 Výpočet vážených indexů varianty B .....</i>	30
<i>Tab. 10 Výpočet vážených indexů varianty C .....</i>	30
<i>Tab. 11 Výsledky kritériální analýzy.....</i>	30
<i>Tab. 12 Výpočet krouticího momentu M.....</i>	32
<i>Tab. 13 Výpočet posuvné síly motoru <math>F_m</math> .....</i>	32
<i>Tab. 14 Parametry motoru E35H(N)-V [9] .....</i>	34
<i>Tab. 15 Vlastnosti materiálu FORTUS PC [8] .....</i>	38
<i>Tab. 16 Parametry simulované pružiny .....</i>	44
<i>Tab. 17 Parametry pružiny U.191.220.0400.I [10] .....</i>	46
<i>Tab. 18 Parametry ložisek IGLIDUR tvar F [12].....</i>	54
<i>Tab. 19 Parametry ložisek Iglidur tvar S [12].....</i>	55
<i>Tab. 20 Specifikace spojovacího materiálu[2] .....</i>	56

### Příloha B

<i>Tab. B 1 Zvolené parametry a vztahy pro kontrolní výpočet čepů[2], [15]</i>
<i>Tab. B 2 Kontrolní výpočet čepu 1</i>
<i>Tab. B 3 Kontrolní výpočet čepu 3</i>
<i>Tab. B 4 Kontrolní výpočet čepu 4</i>
<i>Tab. B 5 Kontrolní výpočet čepu 5</i>
<i>Tab. B 6 Kontrolní výpočet čepu 6</i>

### 3 Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
$\alpha$	Pomocný úhel	[°]
$a$	Rozměr táhla chapadla	[mm]
$b$	Rozměr táhla chapadla	[mm]
$d$	Průměr čepu	[mm]
$F$	Síla na čepu	[N]
$F_u$	Uchopovací síla	[N]
$F_m$	Posuvná síla motoru	[N]
$F_y$	Složka síly	[N]
$k$	Koeficient kvality chapadla	[–]
$k_b$	Bezpečnost	[–]
$l$	Vzdálenost působišť reakcí v čepu	[mm]
$l_{ij}$	Vážený index kritéria	[–]
$M$	Krouticí moment	[N · m]
$M_o$	Maximální ohybový moment	[N · m]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[–]
OM	Objekt manipulace	[–]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]

$\sigma_{o\ DOV}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí	[MPa]
$q$	Váha významnosti kritérií	[–]
$Re$	Mez kluzu	[MPa]
$r_1$	Rameno krouticího momentu	[mm]
$S$	Plocha průřezu čepu	[mm <sup>2</sup> ]
$\tau_S$	Napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_{S\ DOV}$	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
$v$	Počet voleb	[–]
$W_o$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$x$	Rozměr táhla chapadla	[mm]
$y$	Rozměr táhla chapadla	[mm]
$z$	Rozměr táhla chapadla	[mm]

## 4 Úvod

V této bakalářské práci se budeme zabývat konstrukčním řešením dvouprstého chapadla s paralelním pohybem čelistí. Toto chapadlo bude dimenzováno pro potřeby univerzitního centra robotiky, bude umístěno na robotu ABB IRB 140 a sloužit k manipulaci s různými OM. Parametry chapadla budou určeny požadavkovým listem.

Na začátku práce utvoříme rešerši, kde obecně popíšeme paralelní chapadla z hlediska jejich kinematické struktury, typu pohonu a srovnáme jednotlivé zástupce na trhu. Na základě použitých mechanismů vytvoříme vlastní variantní schémata řešení, ty dále podrobíme hodnotové analýze a určíme nejvýhodnější variantu.

Dle schématu nejvýhodnější varianty a požadavkového listu budeme dimenzovat pohon chapadla a modelovat v systému Creo mechanismus chapadla. Tento model budeme dále podrobovat pevnostní analýze v programu ANSYS, bude-li třeba, model budeme optimalizovat a následně znovu analyzovat.

Z finálního modelu zpracujeme podrobnou výkresovou dokumentaci, specifikujeme nakupované komponenty a provedeme kontrolu vybraných komponentů výpočtem.

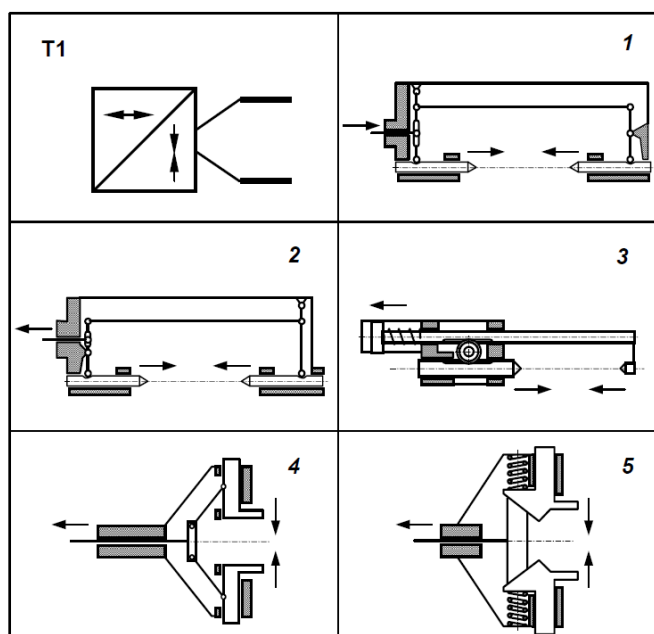
## 5 Rešerše paralelních chapadel

### 5.1 Popis chapadla

Dvouprsté paralelní grippery řadíme mezi efektory, čímž rozumíme jednotku, která má za úkol vykonávat manipulační, technologické a kontrolní operace. Na základě těchto operací můžeme dělit efektory na technologické či uchopovací, případně při kombinaci těchto funkcí na efekторы hybridní. Dále můžeme grippery zařadit mezi aktivní úchopné efekторы (efektor je vybaven pohonem, který umožňuje pohyb čelistí.). Jedná se o výkonný subsystém průmyslového nebo také servisního robotu. [1]

### 5.2 Rozdělení na základě kinematické struktury

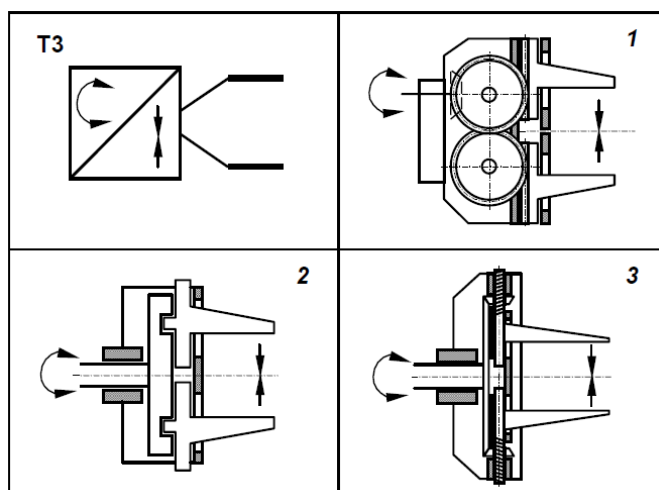
Efekторы můžeme dále dělit podle typu pohybu pohonné a akční jednotky. Efektor můžeme pohánět pomocí lineárního či rotačního pohonu a dále tento pohyb transformovat na rotační či lineární, jedná se o transformační bloky. Na obrázku 1 a obrázku 2 můžeme vidět schéma transformačních mechanismů využívajících principy kloubů, vaček, šroubů, ozubených kol či hřebců.



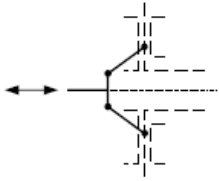
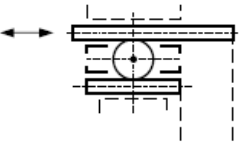
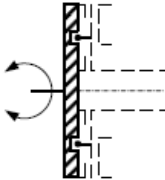
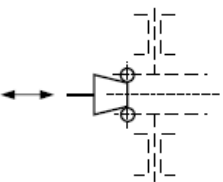
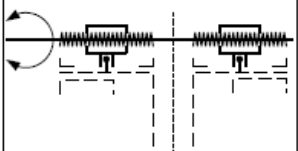
Obr. 1 Principy efektoru s lineárním pohonem [1]

Na obrázku 1 vidíme principy efektoru poháněného lineárním motorem a transformaci tohoto pohybu na lineární pohyb čelistí díky kloubovým mechanismům.





Obr. 2 Principy efektoru s rotačním pohonem [1]

Typ MÚE		Mechanismus transformačního bloku
Označení	Posuvný pohyb ÚP	
T1		kloubový
T1		ozubený
T3		vačkový
T1		vačkový
T3		šroubový

Obr. 3 Uplatnění různých mechanismů transformačního bloku [1]

### 5.3 Rozdělení podle způsobu pohonu

Pohon efektoru rozlišujeme na základě druhu přiváděné energie. Při volbě pohonu přihlížíme na silové požadavky, možnost využití centrálních rozvodů stlačeného vzduchu poblíž robotu, hmotnost efektoru a další. Zde uvedeme jednotlivé typy pohonů, jejich specifikace, výhody i nevýhody.

#### a) Elektrický pohon

V současné době se jedná o nejrozšířenější způsob pohonu průmyslových robotů. V praxi jsou užívány jak motory stejnosměrné, tak střídavé, obvykle do maximálního výkonu 6 [kW]. Podle použití jsou vyráběny motory s přímočarým nebo rotačním výstupem.

Mezi výhody použití elektromotoru patří: snadné vedení elektrické energie k motoru, nízká hlučnost, jednoduchá údržba, čistota provozu. V porovnání s ostatními pohony vstupuje do popředí i díky menším nárokům na prostor, nižším nákladům (na údržbu, provoz i pořízení).

Z nevýhod je třeba zmínit nutnost nepřetržité dodávky elektrické energie a pochopitelně se zde vyskytuje nebezpečí úrazu elektrickým proudem, ovšem většinou způsobené nedodržením bezpečnostních předpisů.

[1]

#### b) Pneumatický pohon

Tento typ pohonu je vhodný pro konstrukce manipulátoru, kde stačí nastavení polohy na pevné dorazy, v aplikacích s nižším důrazem na rovnoměrnost pohybu. V praxi je pohon užíván pro menší výkony (přibližně 1[kW]).

Pneumatický pohon vyniká díky možnostem: rychlých přímočarých pohybů, připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu, využití ve speciálních podmínkách (výbušné prostředí, místa, kde je vyloučeno použít hydraulický pohon kvůli znečištění).

K nedostatkům tohoto pohonu řadíme komplikované udržování plynulého pohybu, obtížné mazání pohyblivých částí mechanismu a v neposlední řadě vysoká cena výroby stlačeného vzduchu (v porovnání 6-8 násobek ceny proti ceně výrobě elektrického proudu a asi 4 násobek ceny proti nákladům na výrobu hydraulické kapaliny).

[1]

### c) Hydraulický pohon

Tento druh pohonu je využíván v oblastech s potřebou vyššího výkonu.

Mezi výhody hydraulického pohonu patří: velká účinnost, tuhost, plynulost chodu s velmi dobrou rovnoměrností pohybu (i v malých rychlostech a to bez převodníku).

K nevýhodám řadíme: komplikace s potřebou dosažení vyšší pohybové rychlosti, potřebu samostatného energetického bloku, neekologičnosti pracovních látek a také hořlavost některých z nich, dále je nutno brát v úvahu teplotní závislost viskozity kapaliny.

[1]

## 5.4 Porovnání zástupců dvouprstých paralelních chapadel na trhu

Při dimenzování efektoru klademe důraz na minimalizaci hmotnosti a momentu setrvačnosti efektoru. Dále je nutné, abychom hmotnost efektoru započítali do nosnosti daného robotu včetně hmotnosti objektu manipulace. Jako ukazatel kvality chapadla můžeme brát koeficient  $k = \frac{\text{uchopovací síla [N]}}{\text{hmotnost efektoru [g]}}$  [–], přičemž by hodnota koeficientu měla být co nejvyšší.

**a) Firma Schunk****Parallel gripper KGG 80-60**

Parametry:

Uchopovací síla	130[N]
Hmotnost efektoru	0,33[kg]
Max. hmotnost OM	0,66[kg]
Rozevření čelistí	0/60[mm]
Provozní teplota	5/90[°C]
Typ pohonu	pneumatický

*Obr. 4 Parallel gripper KGG 80-60 [4]*

$$\text{Koeficient } k = \frac{130[N]}{660[g]} = 0,197[-]$$

[4]

**Parallel gripper EVG 55-100**

Parametry:

Uchopovací síla	55[N]
Hmotnost efektoru	1,1[kg]
Max. hmotnost OM	0,28[kg]
Rozevření čelistí	0/100[mm]
Provozní teplota	5/55[°C]
Typ pohonu	elektrický

$$\text{Koeficient } k = \frac{55[N]}{1100[g]} = 0,005[-]$$

*Obr. 5 Parallel gripper EVG 55-100 [4]*

[4]

**Parallel gripper PHL-G 25-060**

Parametry:

Uchopovací síla	390[N]
Hmotnost efektoru	1,900[kg]
Rozevření čelistí	0/120[mm]
Provozní teplota	5/90[°C]
Typ pohonu	elektrický

*Obr. 6 Parallel gripper PHL-G 25-060 [4]*

$$\text{Koeficient } k = \frac{390[N]}{1900[g]} = 0,205[-]$$

[4]

**b) Firma Robotiq****Adaptive robot gripper 2-finger 140**

Parametry:

Uchopovací síla	110[N]
Hmotnost efektoru	1,1[kg]
Max. hmotnost OM	2,5[kg]
Rozevření čelistí	0/140[mm]
Provozní teplota	-10/50[°C]
Typ pohonu	elektrický

*Obr. 7 Adaptive robot gripper 2-finger 140 [5]*

$$\text{Koeficient } k = \frac{110[N]}{1100[g]} = 0,100[-]$$

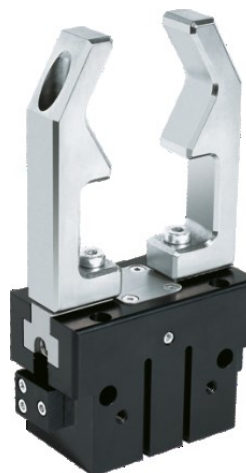
[5]

**c) Firma Zimmer - group****2-Jaw Parallel gripper Series GP400-GP406S-C**

Parametry:

Uchopovací síla	670[N]
Hmotnost efektoru	0,270[kg]
Rozevření čelistí	0/6[mm]
Provozní teplota	5/80[°C]
Typ pohonu	pneumatický

$$\text{Koeficient } k = \frac{670[N]}{270[g]} = 0,481[-]$$



*Obr. 8 2-Jaw Parallel gripper Series GP400-GP406S-C [6]*

[6]

**2-Jaw Parallel gripper Series GEP1400-GEP1406C**

Parametry:

Uchopovací síla	350[N]
Hmotnost efektoru	1[kg]
Rozevření čelistí	0/12[mm]
Provozní teplota	5/80[°C]
Typ pohonu	elektrický

$$\text{Koeficient } k = \frac{350[N]}{1000[g]} = 0,350[-]$$



*Obr. 9 2-Jaw Parallel gripper Series GEP1400-GEP1406C [6]*

U tohoto efektoru výrobce uvedl ilustrační fotografii bez namontovaných čelistí.

[6]

## 6 Požadavkový list

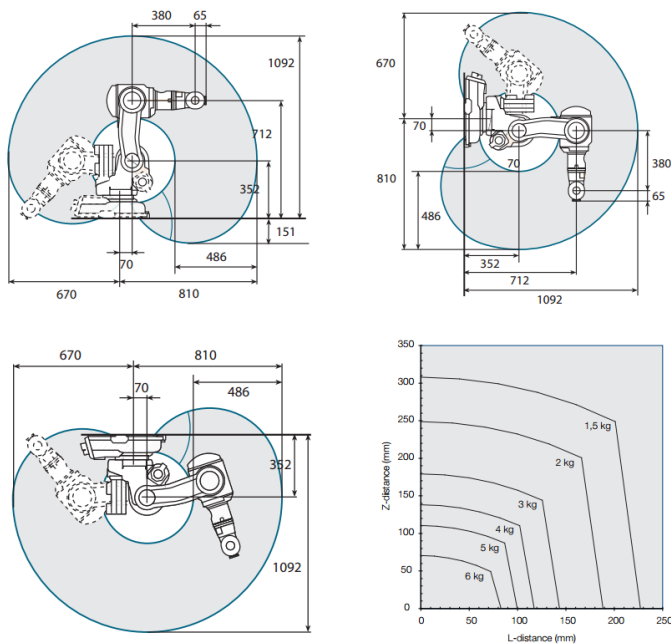
Požadavek	Hodnota
Rozevření čelistí	0 – 100[mm]
Max. uchopovací síla	100[N]
Max. hmotnost objektu manipulace	1[kg]
Max. hmotnost efektoru	5[kg]
Rozevírací rychlost	5 – 15[mm · s <sup>-1</sup> ]
Pohon	Elektromotor
Typ pohybu čelistí	Paralelní
Interface efektoru pro robot	ABB – IRB 140
Metoda výroby	3D tisk
Materiál	FORTUS PC (polykarbonát)
Zvláštní požadavek	Zvýšená bezpečnost uchopení válcových a kulových objektů

Tab. 1 Požadavkový list

### 6.1 Parametry robotu ABB IRB 140

Parametr	Hodnota
Nosnost robotu	6[kg]
Max. rychlost pohybu koncového bodu	2,5[m · s <sup>-1</sup> ]
Max. zrychlení pohybu koncového bodu	20[m · s <sup>-2</sup> ]
Provozní teplota	5 – 45[°C]
Hmotnost robotu	98[kg]
Napájení	200/600[V], 50/60[Hz]
Výkon robotu	0,4[kW]
Počet stupňů volnost	6°
Hlučnost provozu	70[dB]

Tab. 2 Parametry robotu ABB IRB 140 [7]



Obr. 11 Pracovní prostor robotu [7]



Obr. 10 Robot ABB IRB 140 [7]

## 6.2 Parametry 3D tiskárny FORTUS 360mc

Parametr	Hodnota
Rozměry modelovacího prostoru	355x254x254[mm]
Modelovací materiály:	ABS-M30, PC, PC-ABS
Napájení	400[V], 50[Hz] nebo 230[V], 50[Hz]
Výkon	3680[W]
Software	Insight
Tloušťka vrstvy	0,127 – 0,330[mm]

Tab. 3 Parametry tiskárny FORTUS 360mc [8]

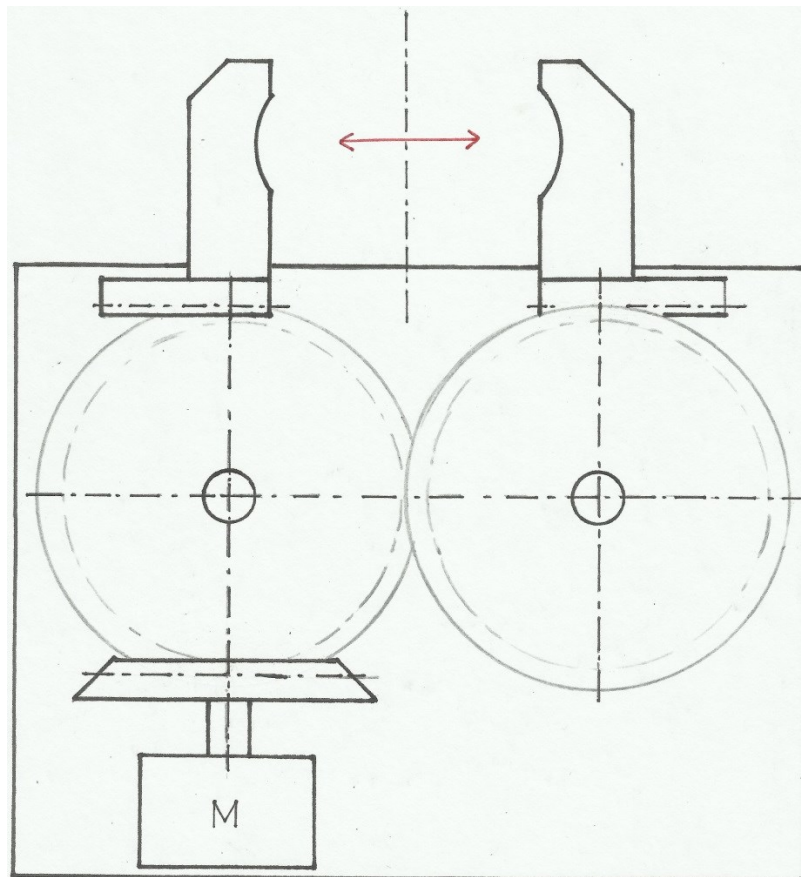


Obr. 12 Fortus 380 mc [8]



## 7 Varianty řešení kinematické struktury

### 7.1 Varianta A



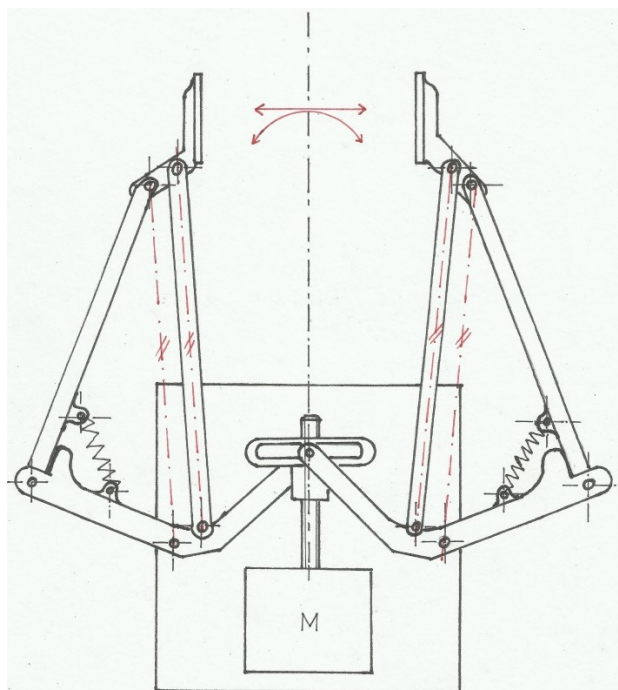
Obr. 13 Schéma chapadla s ozubeným mechanismem

Na obrázku můžeme vidět efektor, který je poháněn elektromotorem, ten přenáší krouticí moment na kuželové ozubené soukolí, to dále přenáší sílu přes ozubené hřebeny přímo na čelisti efektoru, a vyvozují tak uchopovací sílu. Čelist je tvarovaná vždy pro určitý objekt manipulace, je nutné je měnit při změně tvaru či rozměru objektu manipulace.

Výhodou tohoto mechanismu je možnost přenášení vysokého krouticího momentu za nízkých ztrát, dlouhá životnost soukolí, dobrá plynulost chodu.

Problémem u této konstrukce je nutnost ustavit přesně kola a dále zajistit lineární vedení pro čelisti. Další komplikací je rozměrová náročnost ozubeného soukolí a motoru.

## 7.2 Varianta B



Obr. 14 Schéma chapadla s šroubovým a kulisovým mechanismem

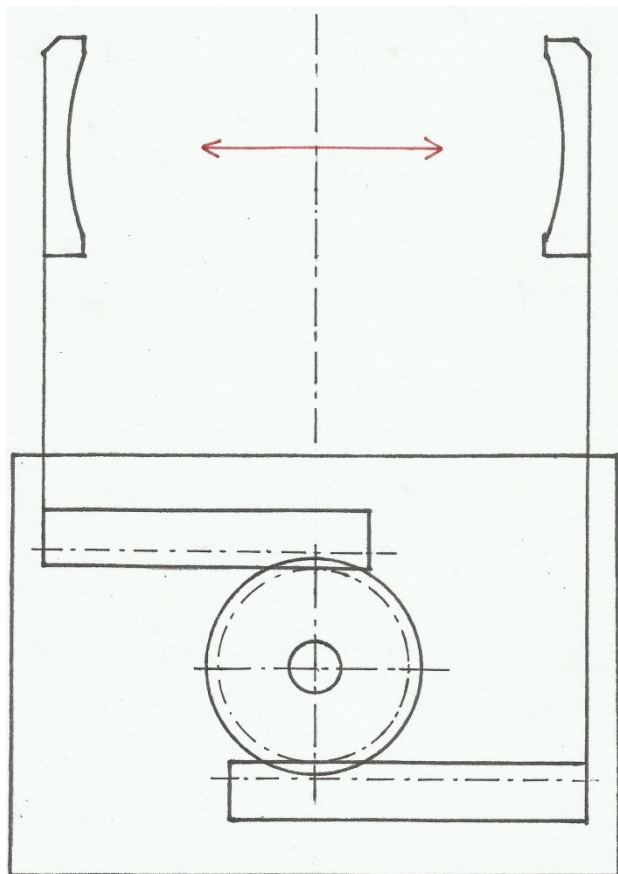
Zde jsme vytvořili mechanismus, kde motor má na svém hřídeli závit, díky němuž pohybuje kulisou ve směru osy hřídele, kulisa přenáší tento pohyb pomocí táhel na čelisti efektoru. Nejedná se o klasický paralelogram, vnějším táhlům jsme přidali stupeň volnosti, který nám umožní zalomit čelisti angulárně, a uchopit tak válcová či kulová tělesa ve 4 bodech namísto dvou, získat tak vyšší stabilitu. Pro zajištění paralelního pohybu čelistí, pružina přitahuje vnější táhla k sobě a zachovává požadovanou geometrii chapadla.

Tento multifunkční mechanismus se skládá z jednoduchých komponentů, vyniká malými rozměry, je potřeba přesně ustavit pouze motor.

Nevýhodou je počet kloubů a nutnost každý spoj opatřit kluzným ložiskem, pro zvýšení odolnosti plastu z 3D tisku, dále je potřeba vytvořit lineární vedení, abychom nenamáhali hřídel motoru ohybem.

Podobný mechanismus byl vytvořen panem prof. Lionel Briglen z Polyvalor univerzity pro firmu ROBOTIQ a je chráněn mezinárodním patentem WO 2016037288 A1. Během emailové komunikace s vlastníkem licence patentu jsme dostali písemný souhlas s použitím mechanismu pro tuto bakalářskou práci.

### 7.3 Varianta C



Obr. 15 Schéma chapadla s ozubeným mechanismem

Mechanismus pracuje pouze s jedním čelním ozubeným kolem s přímými zuby, které přenáší krouticí moment na ozubené hřebeny, ty jsou pevně spojeny s čelistmi efektoru a vyvozují tak uchopovací sílu. Čelist je opět tvarována na daný objekt manipulace.

Kladnou vlastností tohoto mechanismu je schopnost přenášet vyšší krouticí momenty s poměrně vysokou účinností. Ozubené kolo by mohlo být umístěno přímo na motor s převodovkou.

Komplikace můžeme předpokládat při ustavování ozubeného kola s motorem a převodovkou, je důležité zajistit lineární pohyb čelistí pomocí vedení. Dále motor je umístěn nad pomyslným půdorysem mechanismu a může tak nevhodně zasáhnout do provozního prostoru robotu.

## 8 Hodnotová analýza

Pro volbu nejlepší varianty jsme zvolili hodnotovou analýzu. Zde si určíme jednotlivá kritéria, která budeme porovnávat pomocí důležitosti a váhy jednotlivých kritérií. Každou variantu ohodnotíme sumou bodů, podle velikosti této sumy určíme nejvýhodnější variantu.[3]

### 8.1 Kritéria analýzy

Kritérium	Druh kritéria	Specifikace kritéria
<b>K1</b>	Cena výroby	Odhadovaná cena podle výrobních možností kat. 354.
<b>K2</b>	Celkové rozměry	Odhadované rozměry vzhledem k uspořádání mechanismu a jeho komponentů.
<b>K3</b>	Hmotnost	Odhadovaná hmotnost chapadla.
<b>K4</b>	Obtížnost montáže	Potřeba ustavení motorů, ozubení a lineárních vedení.
<b>K5</b>	Potřeba kupných komponentů	Díly, které nejsme schopni účinně vyrobit 3D tiskem.
<b>K6</b>	Použitelnost pro různé OM	Potřeba měnit čelisti pro různé tvary OM.

Tab. 4 Kritéria analýzy

#### 8.1.1 Hodnocení kritérií

Úroveň kritéria	Hodnota
<b>Vysoká úroveň</b>	6
<b>Dobrá úroveň</b>	5
<b>Průměrná úroveň</b>	4
<b>Nízká úroveň</b>	3
<b>Nevyhovující úroveň</b>	2
<b>Nepříznivý stav</b>	1

Tab. 5 Hodnocení kritérií

## 8.2 Zhodnocení jednotlivých variant

	K1	K2	K3	K4	K5	K6
<b>Varianta A</b>	3	5	4	1	2	3
<b>Varianta B</b>	5	6	5	4	4	6
<b>Varianta C</b>	4	2	5	3	3	3

Tab. 6 Zhodnocení jednotlivých variant

## 8.3 Váha významnosti jednotlivých kritérií

Pro váhu významnosti  $q$  jsme zvolili lineární závislost:  $q = 0,25 \cdot v + 1[-]$ , kde  $v$  je počet voleb. V tabulce jsme zvýraznili červeně významnější kritérium.

Porovnávané páry kritérií					Počet voleb	Pořadí	Váha významnosti
K1	K1	K1	K1	K1	1,5	4-5	1,375
K2	K3	K4	K5	K6			
	K2	K2	K2	K2	2,5	3	1,625
	K3	K4	K5	K6			
		K3	K3	K3	1	6	1,25
		K4	K5	K6			
			K4	K4	4	2	2
			K5	K6			
				K5	1,5	4-5	1,375
				K6	5	1	2,25

Tab. 7 Váha významnosti jednotlivých kritérií

## 8.4 Výpočet vážených indexů navržených variant

### Varianta A

Kritérium	Varianta A		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
<b>K1</b>	3	1,375	4,125
<b>K2</b>	5	1,625	8,125
<b>K3</b>	4	1,25	5
<b>K4</b>	1	2	2
<b>K5</b>	2	1,375	2,75
<b>K6</b>	3	2,25	6,75
<b>Celkový součet vážených indexů <math>l_{ij}</math> varianty A</b>			<b>28,75</b>

Tab. 8 Výpočet vážených indexů varianty A

**Varianta B**

Kritérium	Varianta B		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
<b>K1</b>	5	1,375	6,875
<b>K2</b>	6	1,625	9,75
<b>K3</b>	5	1,25	6,25
<b>K4</b>	4	2	8
<b>K5</b>	4	1,375	5,5
<b>K6</b>	6	2,25	13,5
<b>Celkový součet vážených indexů <math>l_{ij}</math> varianty B</b>			<b>49,875</b>

Tab. 9 Výpočet vážených indexů varianty B

**Varianta C**

Kritérium	Varianta C		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
<b>K1</b>	4	1,375	5,5
<b>K2</b>	2	1,625	3,25
<b>K3</b>	5	1,25	6,25
<b>K4</b>	3	2	6
<b>K5</b>	3	1,375	4,125
<b>K6</b>	3	2,25	6,75
<b>Celkový součet vážených indexů <math>l_{ij}</math> varianty C</b>			<b>31,875</b>

Tab. 10 Výpočet vážených indexů varianty C

**8.5 Výsledek hodnotové analýzy**

Varianty	Celkový součet vážených indexů $l_{ij}$
<b>Varianta A</b>	28,75
<b>Varianta B</b>	49,875
<b>Varianta C</b>	31,875

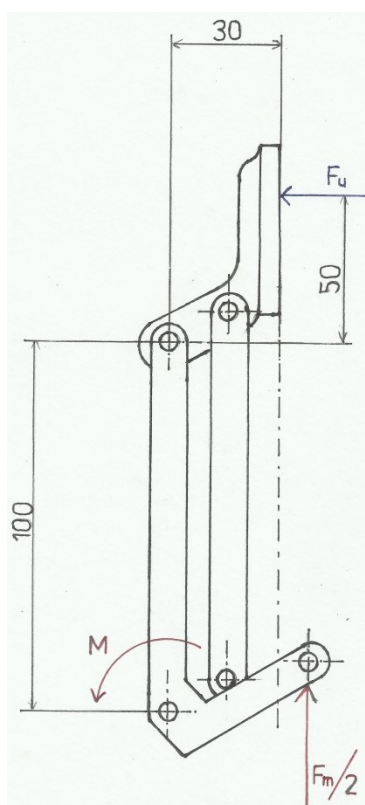
Tab. 11 Výsledky kritériální analýzy

Na základě výsledků hodnotové analýzy volíme jako nejvýhodnější **variantu B**, díky nejvyššímu bodovému ohodnocení ze všech tří variant. [3]

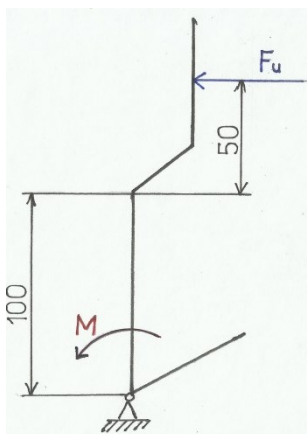
## 9 Dimenzování pohonu

Na základě požadavků z požadavkového listu budeme náš mechanismus chapadla dimenzovat s elektropohonem. Nejprve budeme určovat posuvnou sílu, kterou musí motor vykonat, abychom docílili požadované úchopné síly čelistí chapadla, a následně provedeme výběr vhodného motoru.

### 9.1 Určení potřebné síly motoru

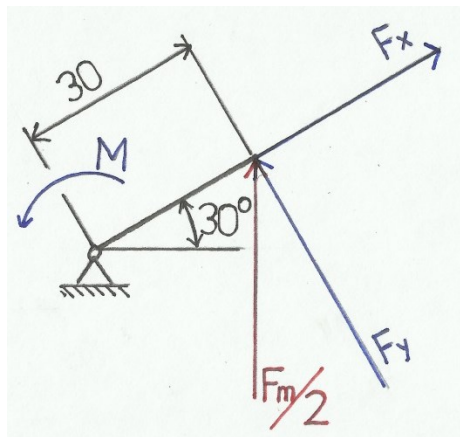


Obr. 16 Schéma s prvotní volbou rozměrů a silami na ramenech chapadla



Obr. 17 Schéma pro výpočet krouticího momentu

Výpočet krouticího momentu $M$		
$x = 50[mm]$ $y = 100[mm]$	$r_1 = x + y$ $r_1 = 0,050 + 0,100$	$r_1 = 0,150[m]$
$F_u = 50[N]$	$M = F_u \cdot r_1$ $M = 50,000 \cdot 0,150$	$M = 7,50[N \cdot m]$

Tab. 12 Výpočet krouticího momentu  $M$ 

Obr. 18 Schéma pro výpočet posuvné síly motoru

Výpočet posuvné síly motoru $F_m$		
$z = 0,030[m]$	$F_y = \frac{M}{z}$ $F_y = \frac{7,500}{0,030}$	$F_y = 250[N]$
$\alpha = 30[^\circ]$	$\sin \alpha = \frac{F_m}{2 \cdot F_y}$ $F_m = 2 \cdot \sin \alpha \cdot F_y$ $F_m = 2 \cdot \sin 30 \cdot 250$	$F_m = 433,12[N]$

Tab. 13 Výpočet posuvné síly motoru  $F_m$



## 9.2 Výběr motoru

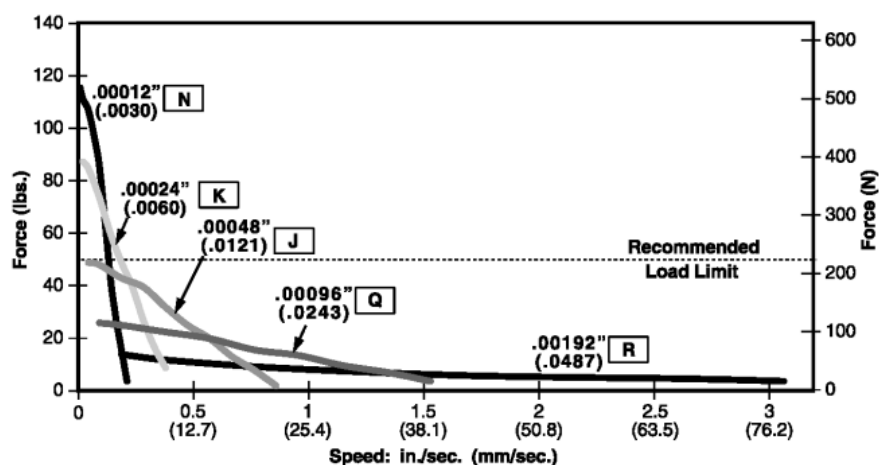
Na základě vypočtené síly, kterou motor musí tlačit kulisu, volíme krokový aktuátor E35H4(N)-V od firmy Servo-Drive, tento motor je schopen vyvinout maximální sílu 500[N]. Tato síla je vyšší než potřebujeme, což nám zajistí možnost rychlejšího pohybu táhel chapadla a vyšší bezpečnost.



Obr. 19 Krokový aktuátor E35H4(N)-V [9]

Montážní provedení EXTERNAL-LINEAR (poháněné zařízení se připevňuje k externí plastové matce, ta se pohybuje po šroubu, šroub je pevně uchycen k rotoru a pouze se otáčí). Typ N znamená stoupání závitu na hřídeli motoru 0,6mm (0,003mm na jeden krok) viz obrázek níže.

**FORCE vs. LINEAR VELOCITY** Bipolar • Chopper • 100% Duty Cycle  
Ø .218 (5.54) Leadscrew

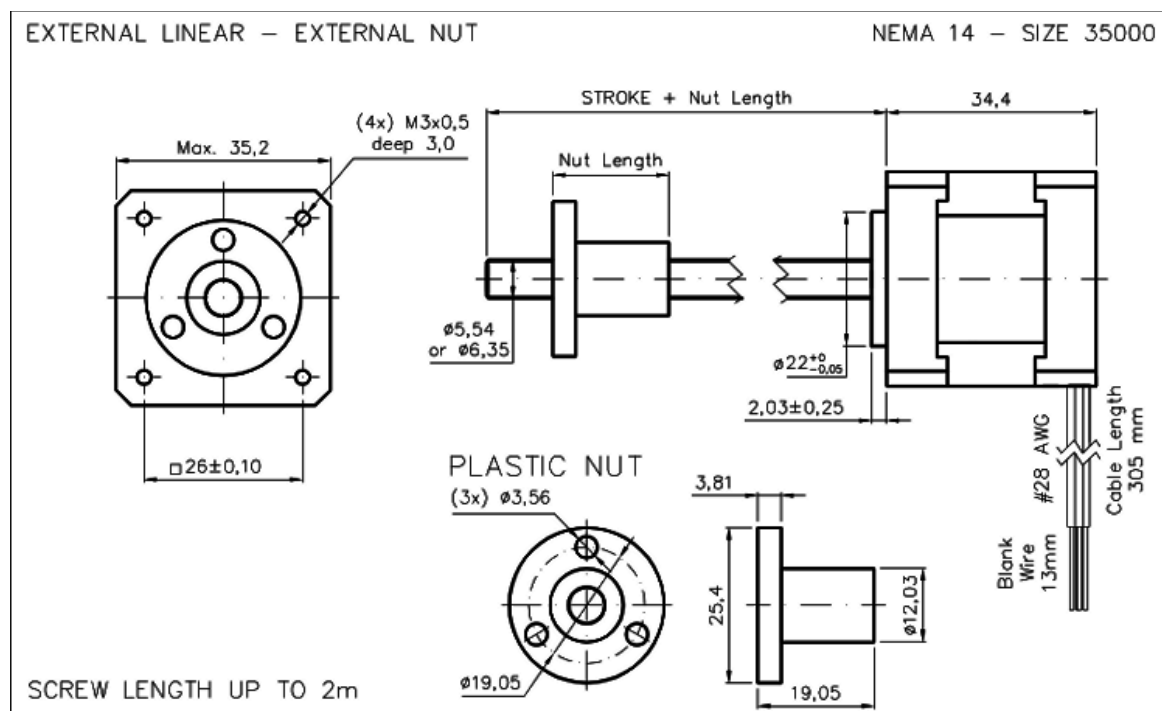


Obr. 20 Síla v závislosti na rychlosti - křivka pro krokový aktuátor [9]

## Parametry motoru

External Linear	E35H(X)-V		
Zapojení	Bipolární		
Pracovní napětí	2,33[V] DC	5,00[V] DC	12,00[V]
Proud fází	1,25[A]	0,57[A]	0,24[A]
Odpor fáze	1,86[Ω]	8,80[Ω]	50,50[Ω]
Indukčnost fáze	2,80[mH]	13,00[mH]	60,00[mH]
Spotřeba výkonu	5,70[W]		
Setrvačnost rotoru	27[gcm <sup>2</sup> ]		
Nárůst teploty	75[°C] nárůst		
Hmotnost	0,162[kg]		
Izolační odpor	20[MΩ]		

Tab. 14 Parametry motoru E35H(N)-V [9]

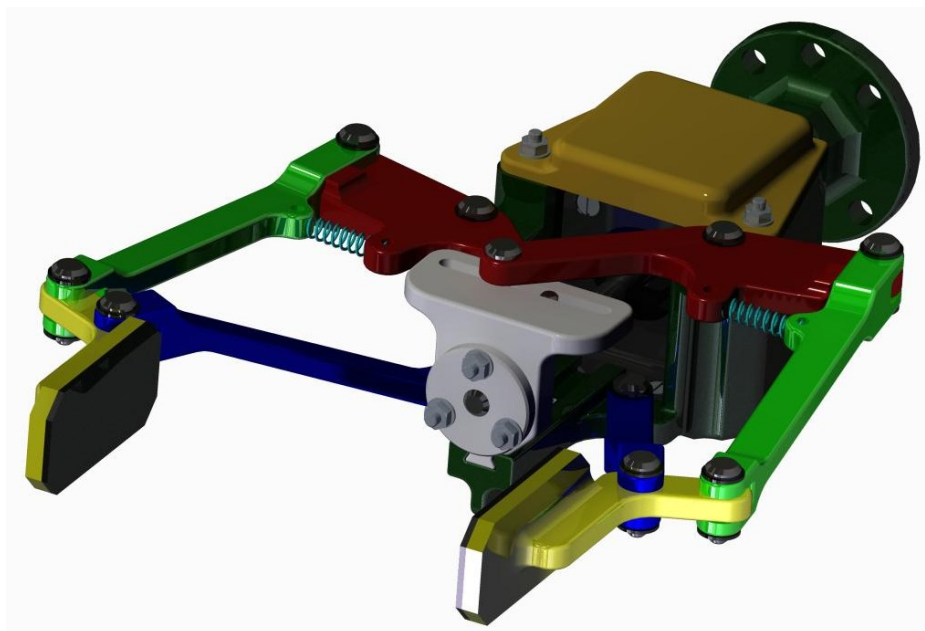


Obr. 21 Schéma motoru s E35H(N)-V rozměry [9]

## 10 Rozpracovaná varianta s motorem

Vypracovali jsme prvotní variantu 3D modelu, kterou budeme následně analyzovat pomocí programu ANSYS, a poodhalíme tak možnosti optimalizace. Toto chapadlo je určeno pro práci s tvarově rozdílnými OM. Jedná se o paralelogram, ovšem vnějším ramenům jsme přidali jeden stupeň volnosti, aby bylo chapadlo schopno obepnout válcová tělesa a uchopit je tak ve 4 bodech. Díky této úpravě se čelisti pohybují paralelně do té doby, než vnitřní táhla narazí na překážku, v ten moment se čelisti zalomí směrem k sobě. Jednotlivé komponenty jsou vyrobeny metodou 3D tisku z termoplastu FORTUS PC vyjma čepů, kluzných ložisek, třmenových kroužků motoru a spojovacího materiálu. Pro jednodušší rozpoznání součástí mechanismu jsme jednotlivé komponenty vytvořili barevné.

Chapadlo dokáže rozevřít čelisti v rozmezí  $0 - 100[mm]$ , při posuvu kulisy  $20[mm]$ . Pro případ uchopení hladkého OM a pro zvýšení tření mezi čelistmi a OM, jsou čelisti vybaveny vrstvou z gumy. Všechny čepy jsou uloženy v plastových kluzných ložiscích Iglidur firmy Igus a zajištěny třmenovým kroužkem.



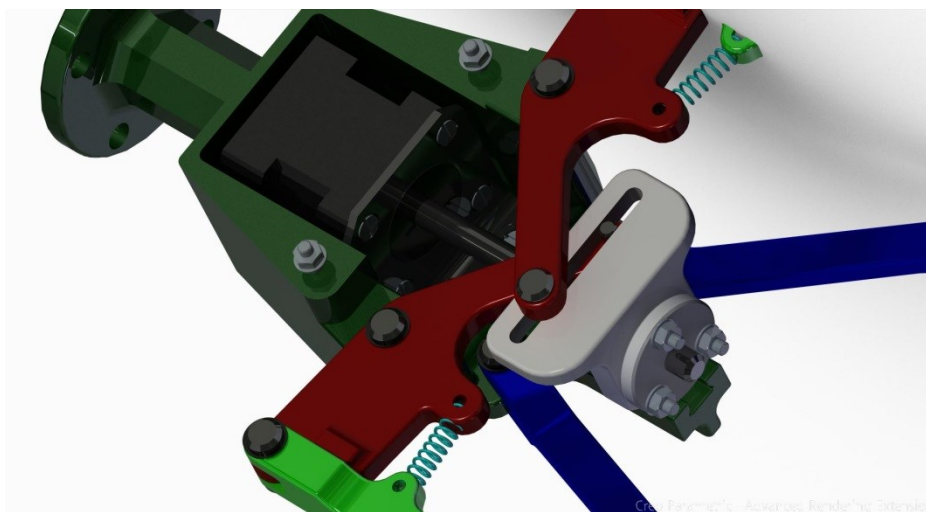
Obr. 22 Čelní pohled na chapadlo

Na obrázku 23 je čelní pohled na chapadlo s rozevřenými čelistmi, dále vidíme, že červená ramena přitahují zelená pomocí pružiny k sobě na dosedací plochy a zajišťuje paralelní pohyb.



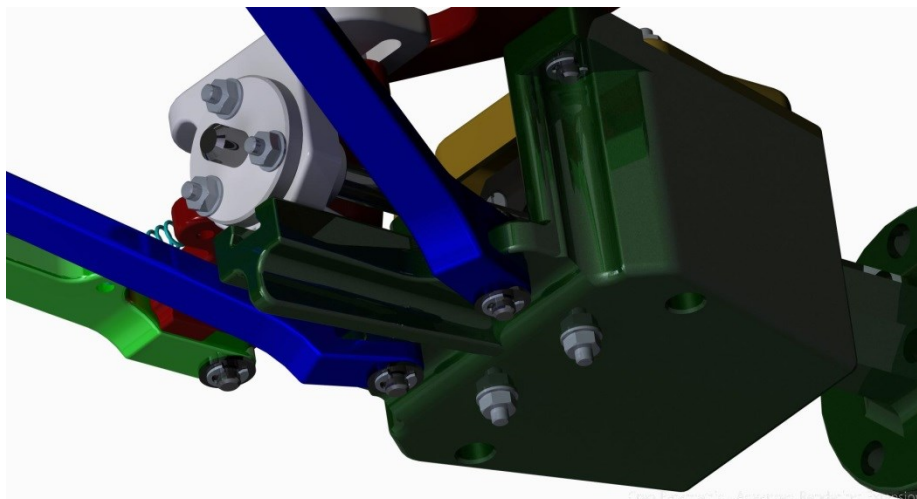
*Obr. 23 Chapadlo s uchopeným válcovým OM*

Zde vidíme ukázkou funkce uchopení válcového tělesa, mezi červenými a zelenými rameny vzniká mezera díky natahování pružin.



*Obr. 24 Pohled na chapadlo s odebraným víkem*

Chapadlo jsme vybavili krokovým aktuátorem E35H4(N)-V od firmy Servo-Drive, jak je vidět na obrázku výše. Motor je přichycen 4 šrouby M3x5 se zápustnou hlavou k plechové přírubě a ta je 2 šrouby M3x12 přichycena k tělu chapadla.



*Obr. 25 Detail lineárního vedení kulisy*

Pro zamezení nepříznivého ohybu hřídele motoru jsme vytvořili lineární vedení, ve kterém se pohybuje kulisa, ta je přichycena 3 šrouby M3x16 k pohybové matici motoru.

## 10.1 Pevnostní analýza ramen rozpracovaného modelu

Provedli jsme pevnostní kontrolu táhel mechanismu chapadla v programu ANSYS Workbench 16 pomocí přechodové analýzy (TRANSIENT STRUCTURAL), analyzovali jsme celkové posunutí mechanismu a napětí dle hypotézy HHM (Hubert, von-Mises, Hencky). Simulovali jsme maximální sílu v závislosti na posuvu matice, kterou může vyvíjet motor chapadla. Čelisti jsme zastavili v rozevřené poloze a ponechali jeden stupeň volnosti ve směru osy hřídele motoru, tím jsme simulovali uchopení OM krychlového tvaru.

Pro zjednodušení jsme zanedbali vliv zrychlení robotu a hmotnost OM, dále jsme odebrali pro analýzu víko, tělo, motor s přírubou i maticí, třmenové kroužky a všechny šrouby s maticemi a podložkami. Čepy jsme ponechali absolutně tuhé, jelikož výrobce kluzných ložisek Iglidur neuvedl materiálové vlastnosti kromě maximálního přípustného tlaku. Stejně jako všem ostatním komponentům mimo čepy jsme definovali materiál FORTUS PC.

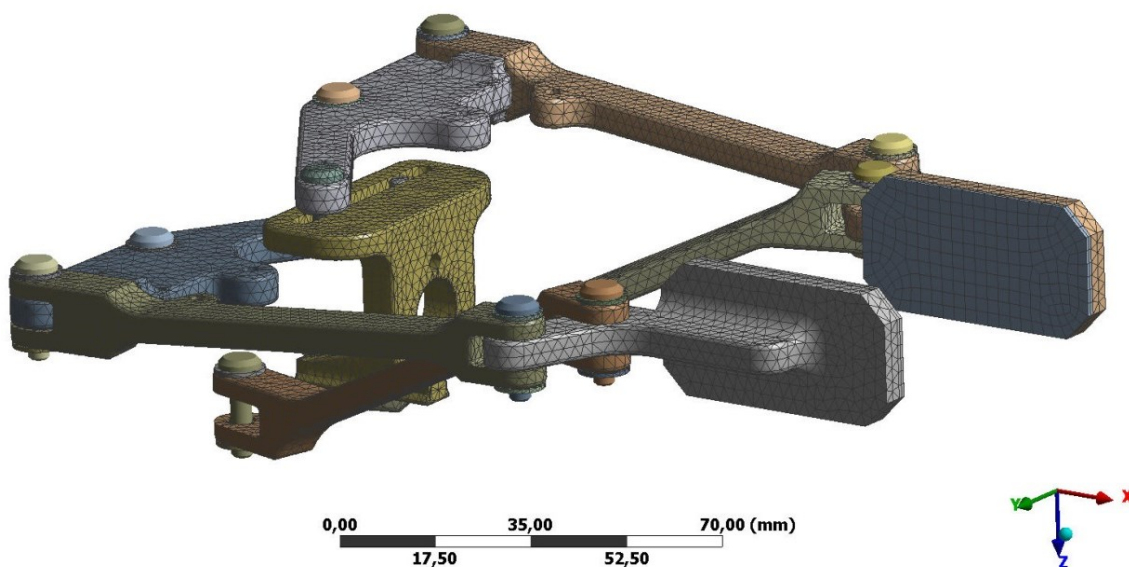
Vlastnosti materiálu pro 3D tisk

Vlastnosti materiálu FORTUS PC (polykarbonát)			
Vlastnost	Testovací metoda	Hodnota	Jednotky
Hustota	ISO 1183	1040	$[kg \cdot m^{-3}]$
Poissonovo číslo	-	0,37	-
Modul pružnosti v tahu	ASTM D638	2475	$[MPa]$
Mez pružnosti v tahu	ASTM D638	35	$[MPa]$
Mez pevnosti v tahu	ASTM D790	68	$[MPa]$
Mez pevnosti v ohybu	ASTM D790	104	$[MPa]$

Tab. 15 Vlastnosti materiálu FORTUS PC [8]

### 10.1.1 Popis sítě

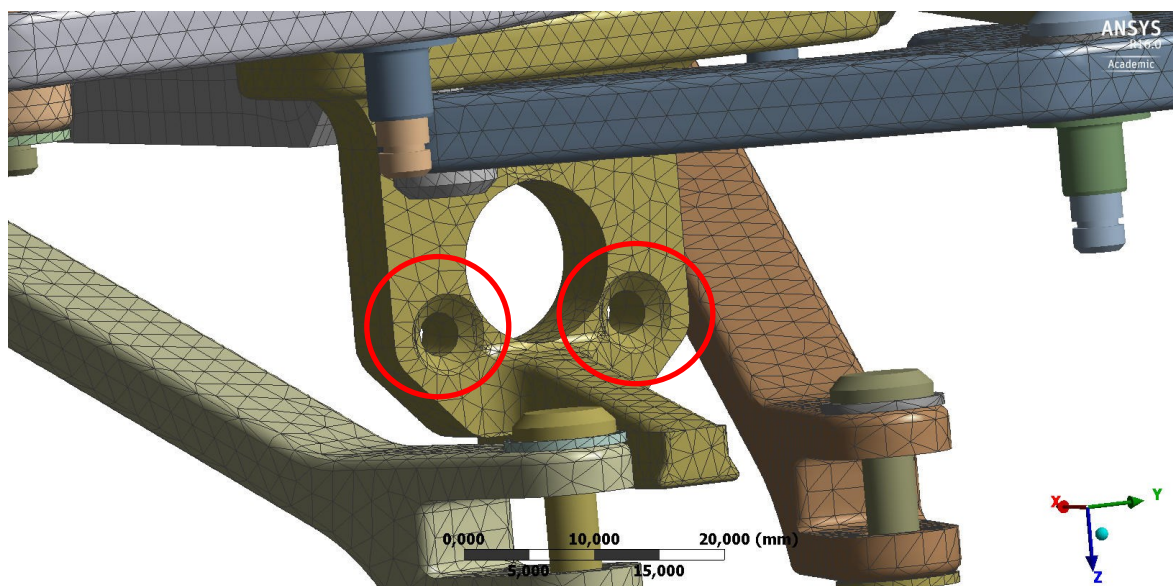
Po přidání modelu ze systému PTC Creo jsme automaticky vygenerovali síť, kterou jsme byli nuceni ručně upravit pro správný chod výpočtů analýzy. Na obrázku níže jsou vidět výsledná síťování pro výpočet.



Obr. 26 Vysíťovaný povrch zjednodušeného mechanismu

Na dalším obrázku je detail s červeně zvýrazněnými místy, kde je síťování hustší, zde čekáme koncentrátoři napětí a tím kritické místo.

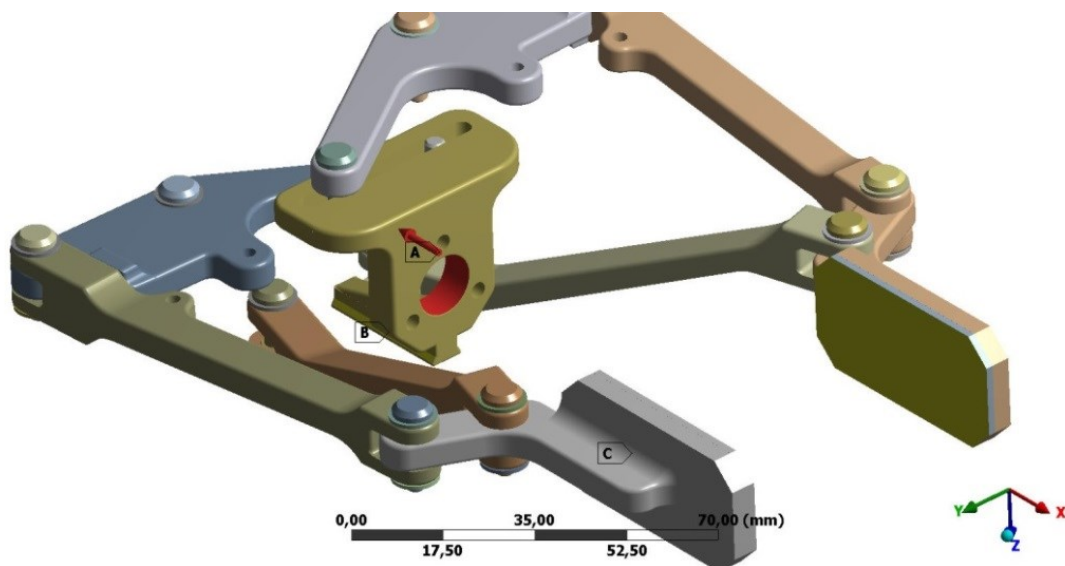




Obr. 27 Detail kritického místa síťování

### 10.1.2 Okrajové podmínky

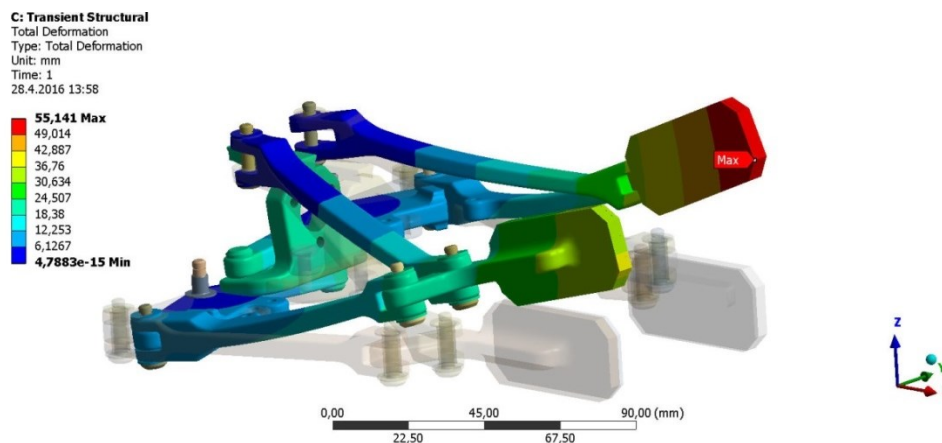
Zjednodušený mechanismus jsme upevnili na čepích v místech připojení k tělu chapadla pomocí rotační vazby (REVOLUTE). Na kulisu jsme aplikovali posuvnou vazbu (TRANSLATION). Nakonec jsme pomocí obecné vazby odebrali všechny stupně volnosti čelistem s výjimkou posuvu ve směru osy hřídele motoru (osa x) a posuvu ve směru osy „z“. Na kulisu jsme simulovali silové zatížení (FORCE) o max. velikosti 500[N].



Obr. 28 Okrajové podmínky výpočtu

### 10.1.3 Posunutí mechanismu

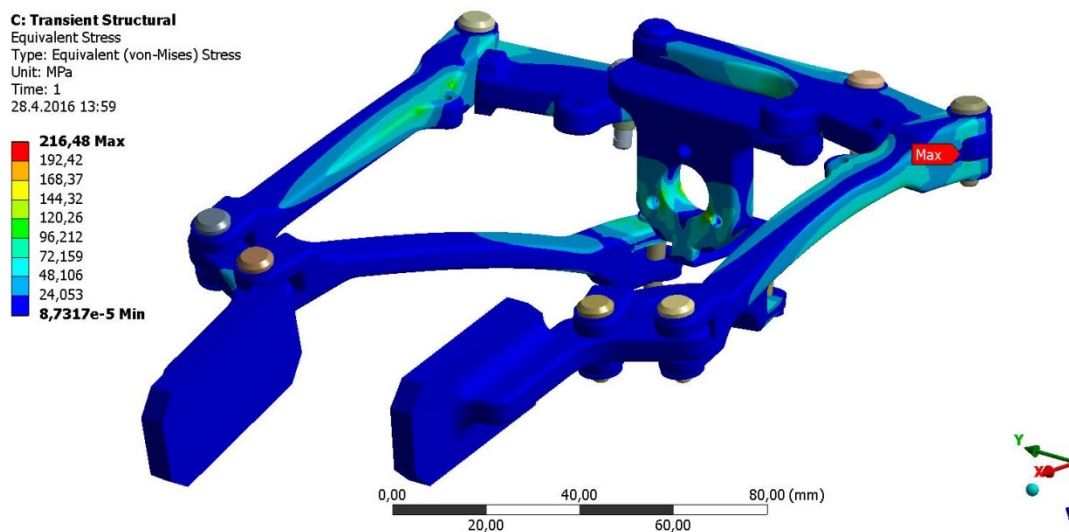
Maximální posunutí se projevila na konci mechanismu, tedy čelistech. Jelikož velikost posunutí dosahuje desítky milimetrů, můžeme prohlásit, že tento model je nutné optimalizovat a zamezit tak takovému ohybu chapadla.



Obr. 29 Posunutí mechanismu

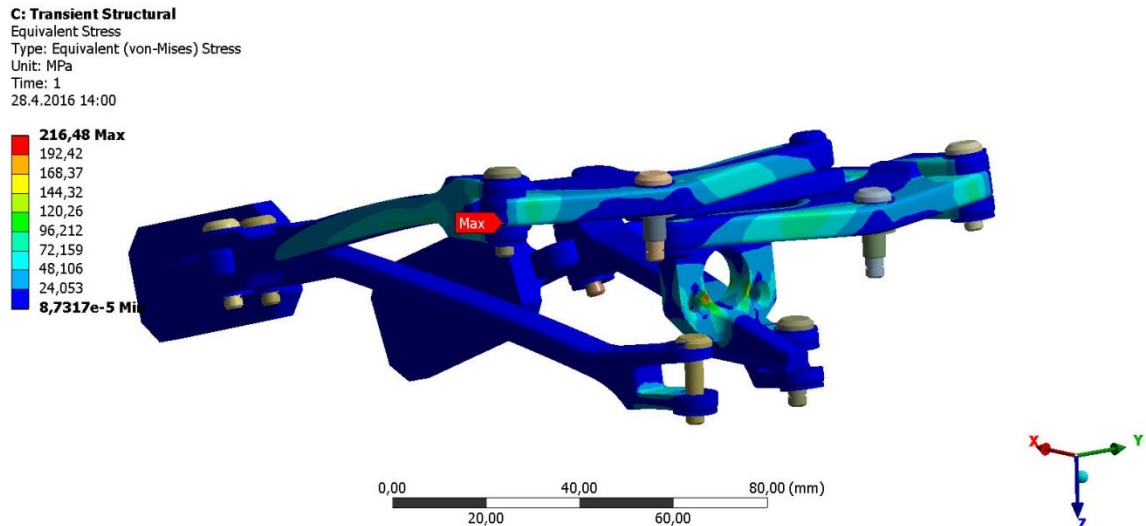
### 10.1.4 Ekvivalentní (von-Mises) napětí

Maxima ekvivalentního napětí HMH dosahují nepříznivých hodnot 216,48 [MPa]. Na následujících obrázcích můžeme vidět průběh napětí v mechanismu chapadla, všechna nepříznivá místa budeme dále optimalizovat. Všechna napětí vyobrazená analýzou požadujeme nižší než je mez kluzu daného materiálu, tedy aby bylo napětí pod 35[MPa].



Obr. 30 Ekvivalentní napětí - pohled 1



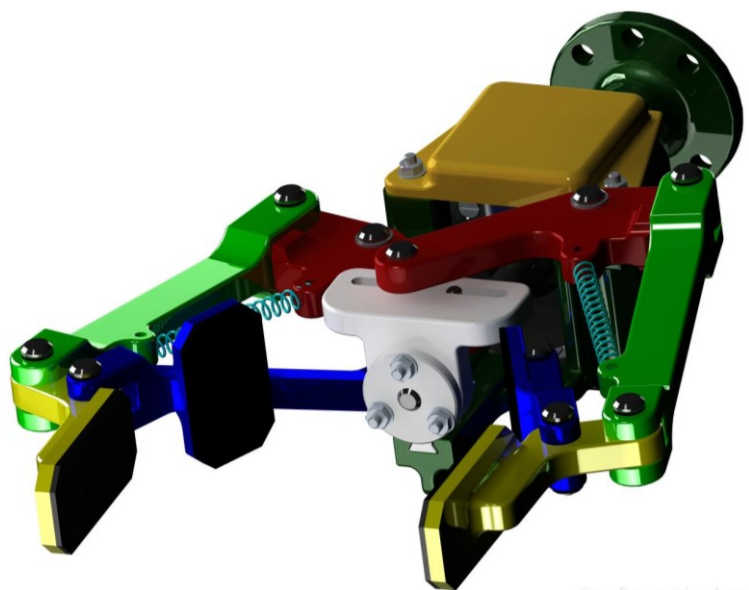


Obr. 31 Ekvivalentní napětí pohled 2

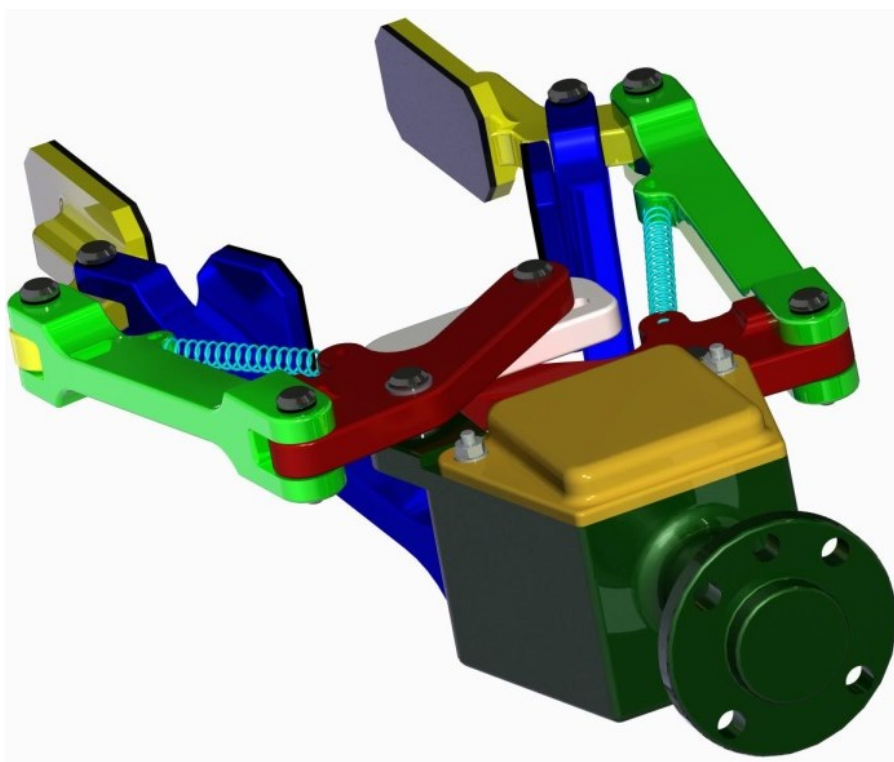
## 11 Finální model

Na základě výsledků pevnostní analýzy jsme provedli optimalizaci modelu chapadla. Kriticky zatěžovaná ramena jsme vymodelovali robustnější, na modrá ramena jsme přidali dosedací plochy pro OM, zaoblili hrany a ostré přechody. Na závěr jsme dimenzovali pružiny s ohledem na co možná nejnížší přidané zatížení motoru při pohybu čelistí.

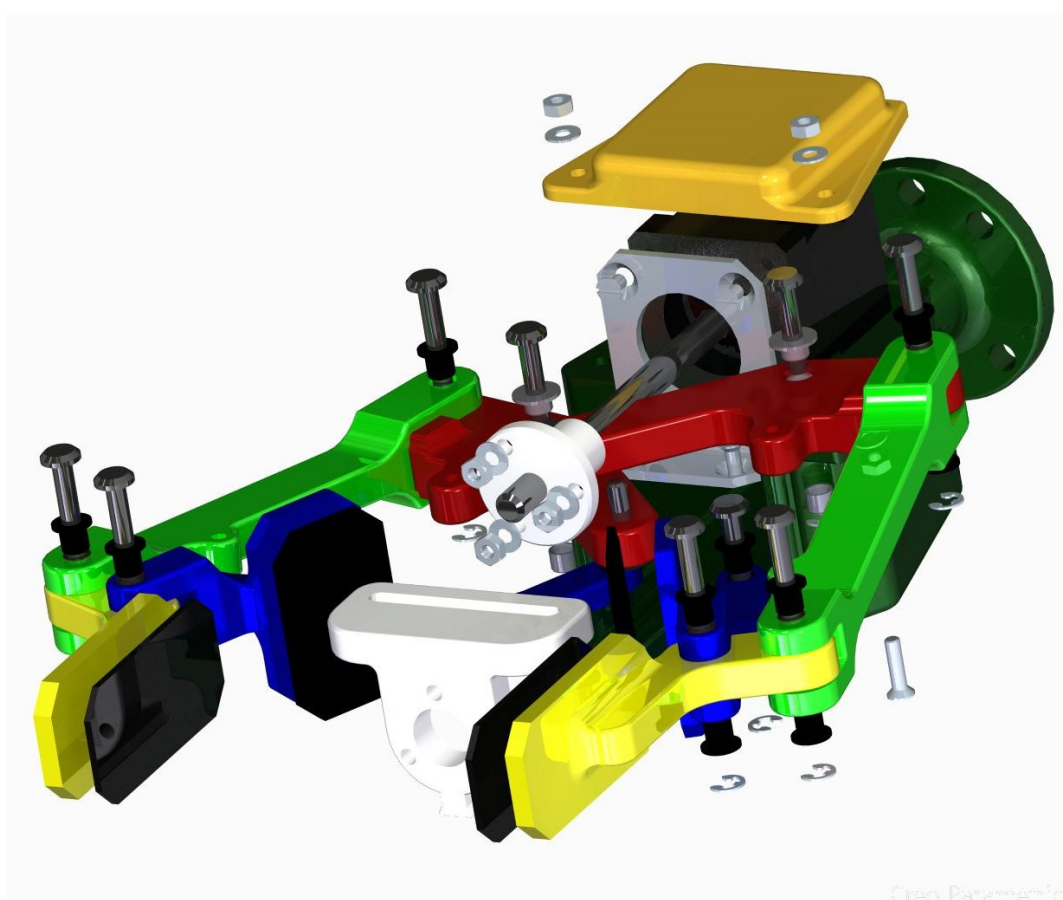
### 11.1 Pohledy na model



Obr. 32 Čelní pohled na finální model chapadla



Obr. 33 Zadní pohled na finální model chapadla

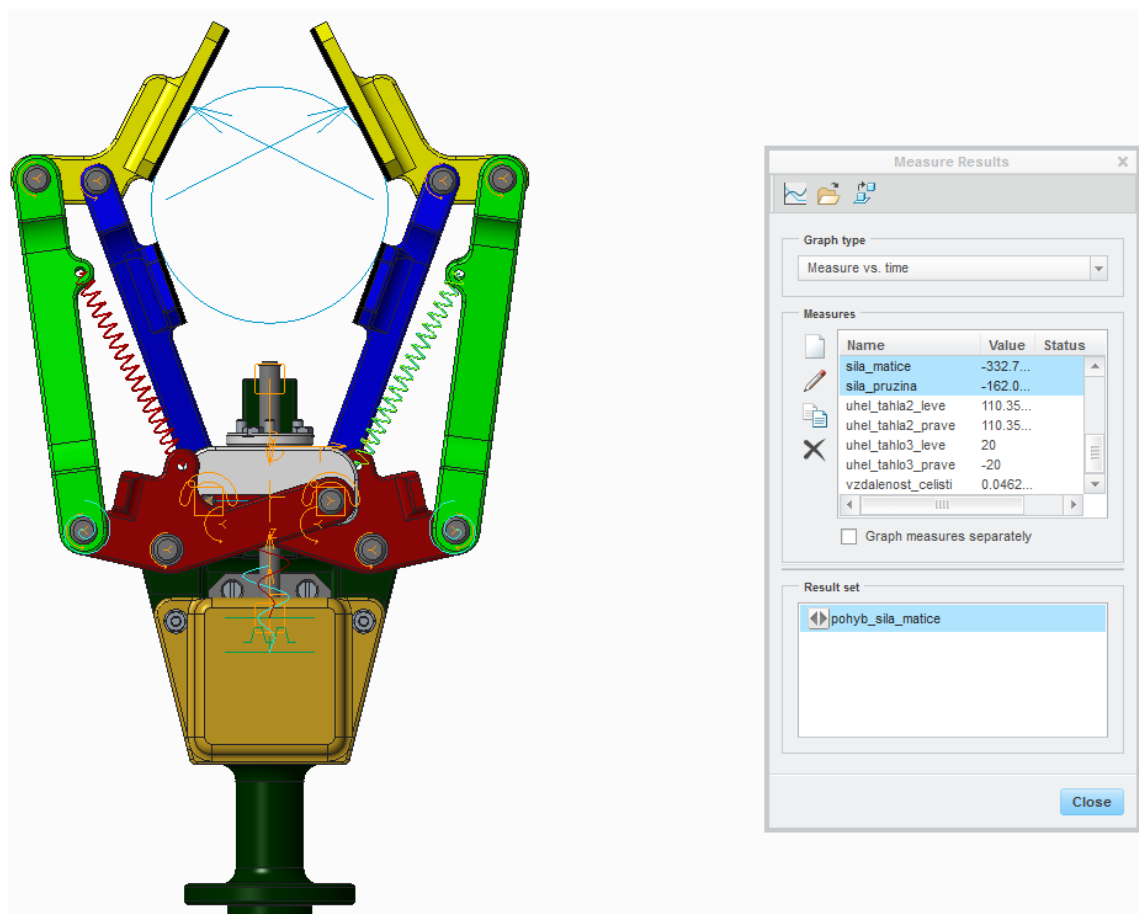


Obr. 34 Pohled na rozložené chapadlo

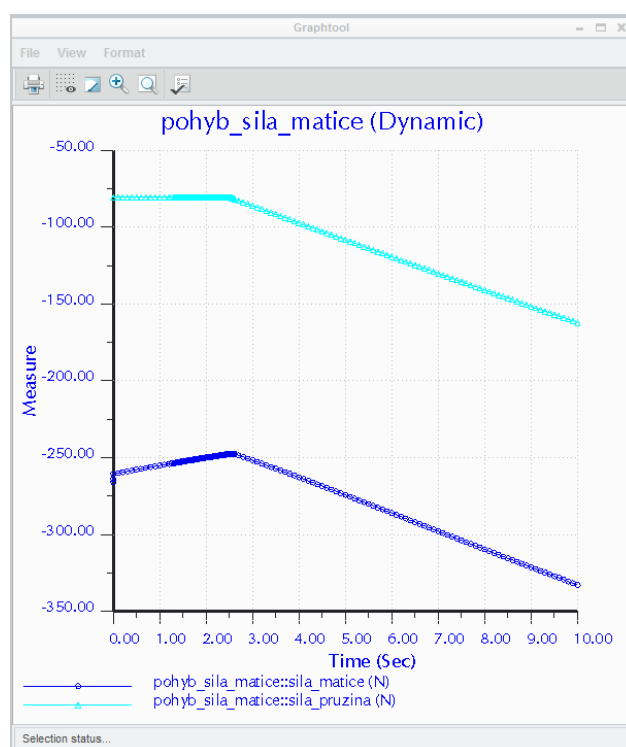
## 11.2 Dimenzování pružiny

Pro správnou volbu pružiny jsme vytvořili dynamickou analýzu v systému PTC Creo, kde jsme jako vstupní sílu o velikosti  $50[N]$  zavedli na každou čelist chapadla a zkoumali jsme výslednou potřebnou sílu, kterou musí motor vyvíjet na pohybovou matici. Při této analýze se čelisti pohybují z rozevřené pozice a uchopují válcové těleso o průměru  $70mm$ . Na obrázcích níže vidíme průběh síly během pohybu čelistí, je vidět nárůst díky natahování pružin. Během návrhu jsme se snažili o co možná nejnížší nárůst této síly. Jelikož motor táhne pohybovou matici směrem k sobě, síly nabývají záporných hodnot.

### 11.2.1 Ideální pružina podle systému PTC Creo



Obr. 35 Analýza ideální pružiny v systému PTC Creo



Obr. 36 Průběh síly během uchopování OM na ideální pružině a pohybové matici

Na obrázku výše můžeme vidět průběh síly během uchopování OM na pružině a pohybové matici. Síla na pružině je konstantní, způsobená předpětím, do chvíle než se čelisti začnou zalamovat směrem k sobě a pružiny se natáhnou. Na konci tohoto pohybu je pružina natahována silou 162,0[N].

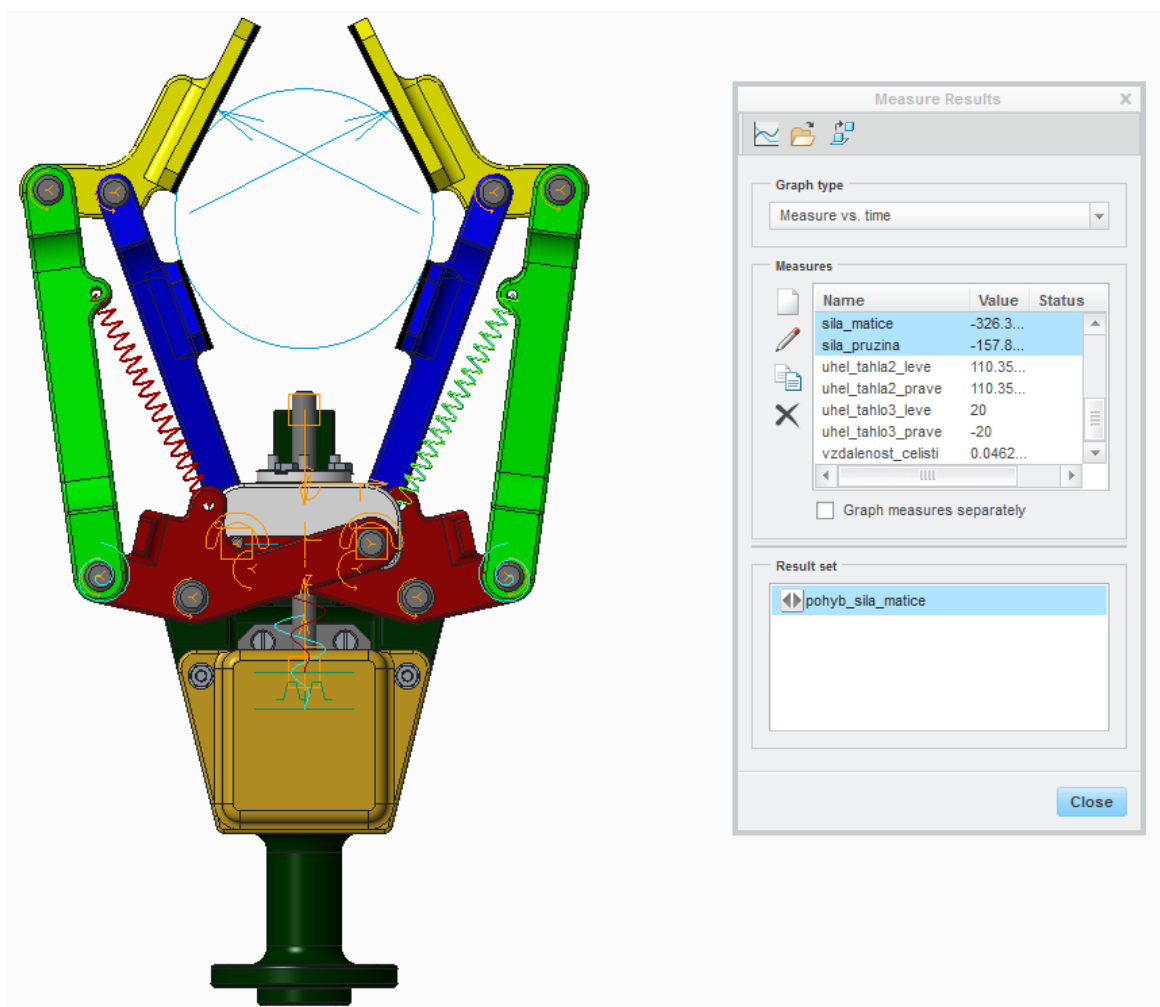
Síla působící na pohybovou matici lineárně klesá v závislosti na zavírání čelistí, v momentě zalamování čelistí se projeví tuhost pružiny nárůstem síly v matici. Maximální síla na pohybové matici je 332,7[N].

Parametry simulované pružiny	
<b>Tuhost</b>	7[N · mm <sup>-1</sup> ]
<b>Délka v klidu</b>	41[mm]
<b>Délka při předpětí</b>	52[mm]
<b>Síla při předpětí</b>	80[N]
<b>Maximální délka při natažení</b>	65[mm]
<b>Maximální síla při maximálním natažení</b>	162[N]

Tab. 16 Parametry simulované pružiny

### 11.3 Výběr pružiny

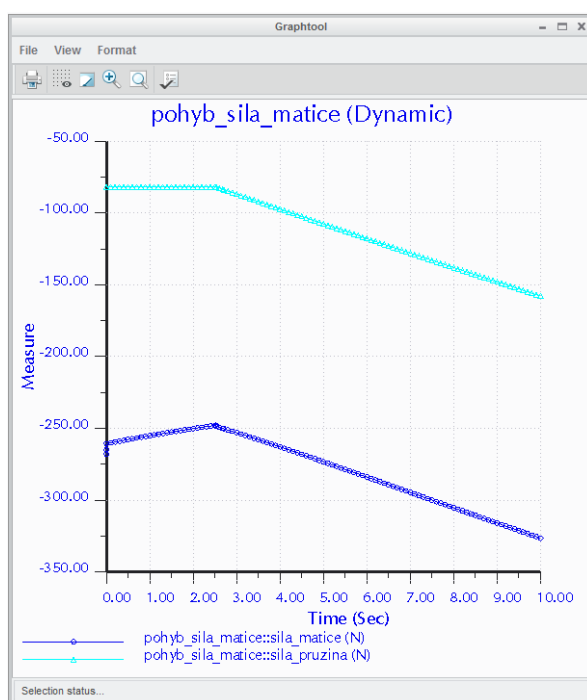
Na základě parametrů simulované pružiny jsme vybrali pružinu od firmy Vanel s označením U.191.220.0400.I a 94,3% shodou s námi požadovanými parametry. Následně jsme opět provedli analýzu v systému PTC Creo, abychom viděli, jak se promítnou změny.



Obr. 37 Analýza pružiny U.191.220.0400.I



Obr. 38 Pružina U.191.220.0400.I [10]



Obr. 39 Průběh síly během uchopování OM na reálné pružině a pohybové matici

Na obrázcích výše vidíme velmi podobné charakteristiky jako u ideální pružiny, ovšem konečné hodnoty jsou dokonce příznivější. Maximální síla působící na pružině je  $157,810[N]$  a maximální síla, kterou musí vyvinout motor je  $326,361[N]$ . Na základě těchto dat, můžeme konstatovat, že motor, který jsme navrhli, vyhovuje svými parametry našim potřebám.

Parametry pružiny U.191.220.0400.I	
Tuhost	$6,533[N \cdot mm^{-1}]$
Délka v klidu	$40[mm]$
Délka při předpětí	$52[mm]$
Síla při předpětí	$98,000[N]$
Maximální délka při natažení	$66,545[mm]$
Maximální síla při maximálním natažení	$179,989[N]$
Průměr drátu	$2,200[mm]$
Počet závitů	$6.500[-]$
Vnější průměr	$19.100[mm]$
Materiál	Nerezová ocel
Hmotnost	$13,552[g]$
Typ oka	Německý

Tab. 17 Parametry pružiny U.191.220.0400.I [10]



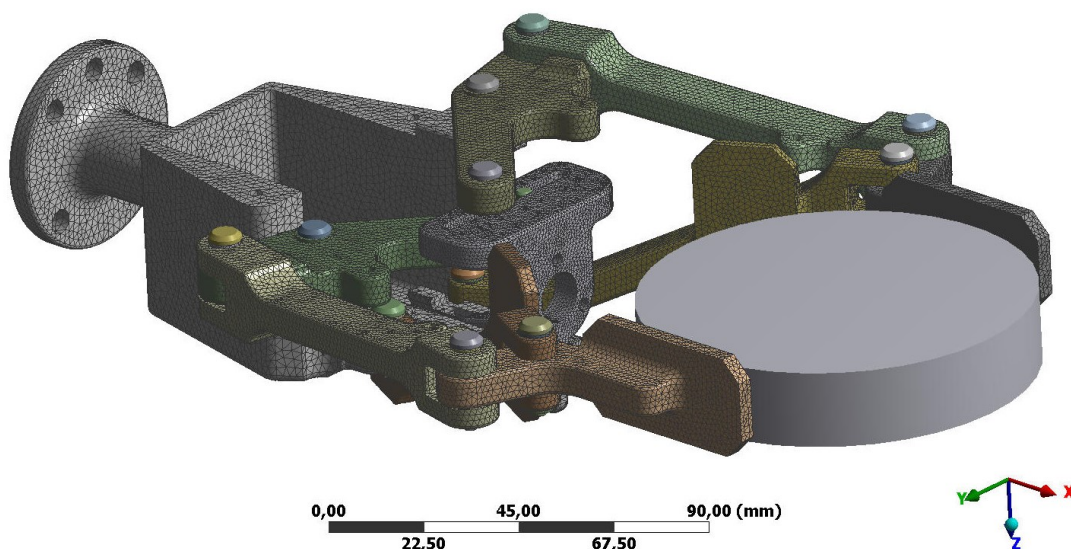
## 11.4 Pevnostní analýza finálního modelu

Finální model jsme podrobili pevnostní analýze v programu ANSYS Workbench 16 pomocí přechodové analýzy (TRANSINT STRUCTURAL), analyzovali jsme celkové posunutí mechanismu a napětí dle hypotézy MHM (Hubert, von-Mises, Hencky). Simulovali jsme maximální provozní zatížení, tedy sílu motoru působící na kulisu a pohybovou matici o velikosti 350[N]. Upravili jsme směr vektoru tíhového zrychlení ve směru jedné čelisti, viz okrajové podmínky, dále jsme uvažovali zrychlení koncového bodu robotu o velikosti  $2[m \cdot s^{-2}]$ , tuto hodnotu jsme přičetli k tíhovému zrychlení, tím jsme simulovali nejhorší možný případ provozu chapadla. Mezi čelisti jsme rovněž přidali OM o hmotnosti 1[kg].

Pro zjednodušení analýzy jsme odebrali víko motoru, motor s přírubou, třmenové kroužky, všechny šrouby s maticemi, podložkami a pohybovou matici. Čepy a kluzná ložiska jsme definovali stejně jako v minulé analýze. Komponentům vyráběným 3D tiskem jsme přiřadili materiál FORTUS PC, jehož vlastnosti ukazuje tab. 14.

### 11.4.1 Popis sítě

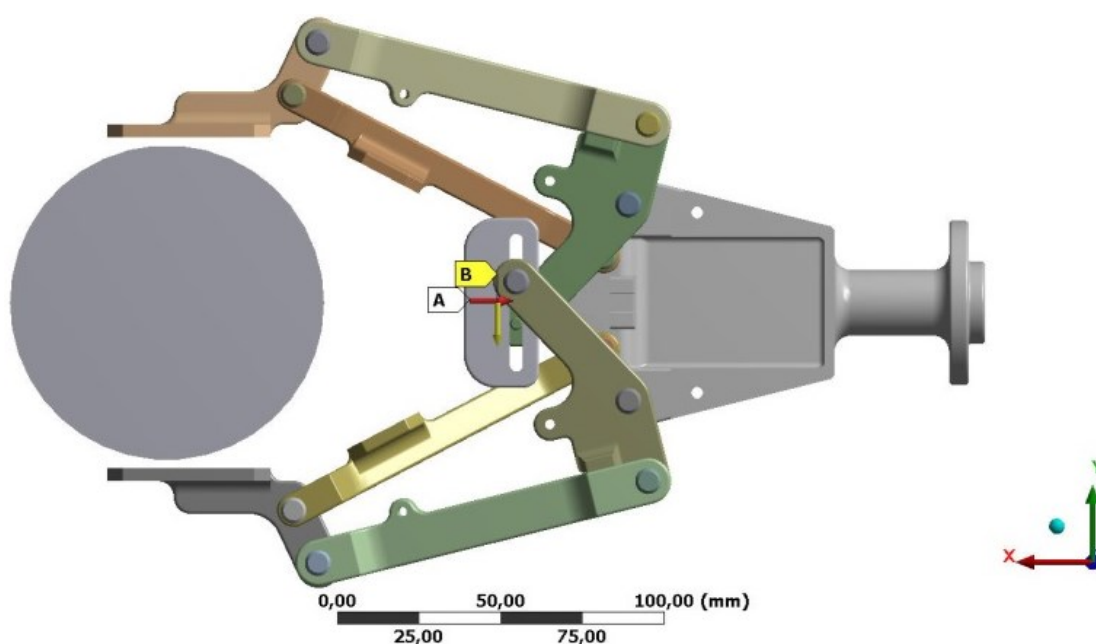
Automaticky vygenerovaná síť po přidání modelu ze systému PTC Creo nám nevyhovovala, proto jsme provedli mnohem hustší síťování povrchu pro detailnější výsledky analýzy.



Obr. 40 Vysíťovaný povrch finálního modelu chapadla

### 11.4.2 Okrajové podmínky

Celý mechanismus jsme upevnili za přírubu těla, které doléhá k robotu, čepy jsou uchyceny pomocí rotační vazby (REVOLUTE). Na kulisu jsme aplikovali posuvnou vazbu (TRANSLATION). Čelisti jsme upevnili, stejně jako v minulé analýze, napevno, kromě posuvu v ose hřídele motoru (osa x) a posuvu ve směru osy „z“. Na kulisu jsme opět simulovali silové zatížení (FORCE) o max. velikost 350 [N]. Dále jsme přidali tíhové zrychlení, ke kterému jsme přičetli zrychlení robotu, tedy celková velikost zrychlení je  $11,81[m \cdot s^{-2}]$ .

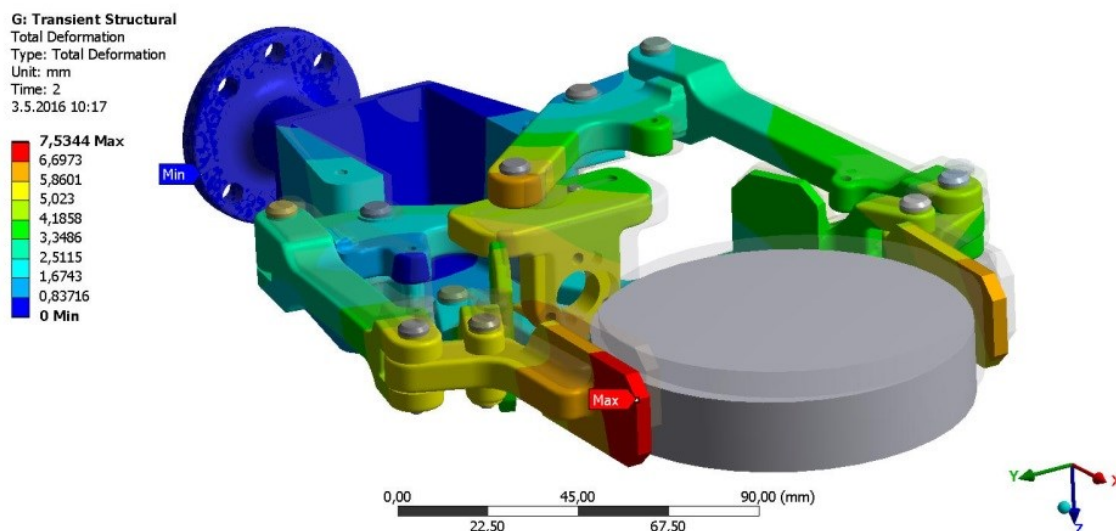


Obr. 41 Okrajové podmínky výpočtu finálního modelu

### 11.4.3 Posunutí mechanismu

Maximální posunutí se znovu projevila na konci mechanismu, na čelistech. Velikost těchto posunutí dosahuje přibližně  $7,5[mm]$ , je to stále poměrně velké posunutí. Když zajistíme velikost ekvivalentního napětí s nižší hodnotou než je velikost napětí meze kluzu daného materiálu, mechanismus vydrží.

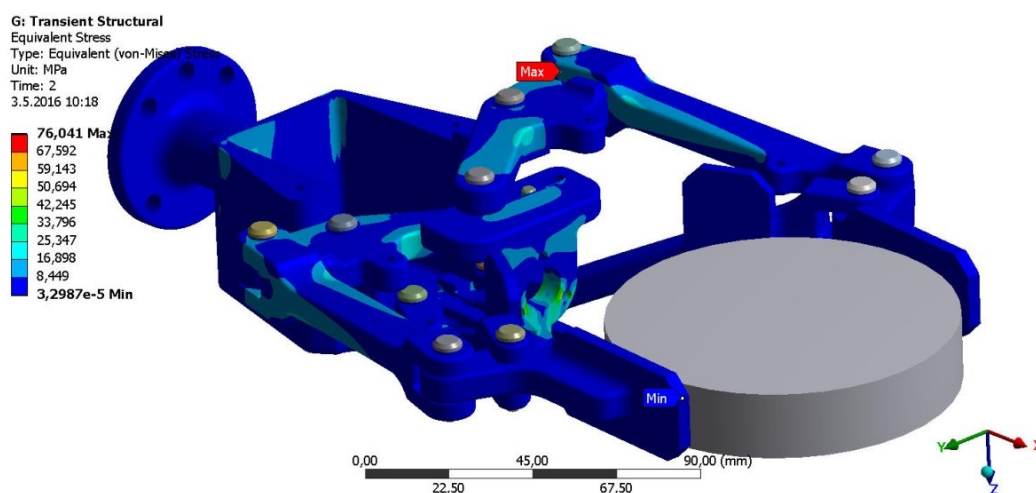




Obr. 42 Deformace mechanismu finálního modelu

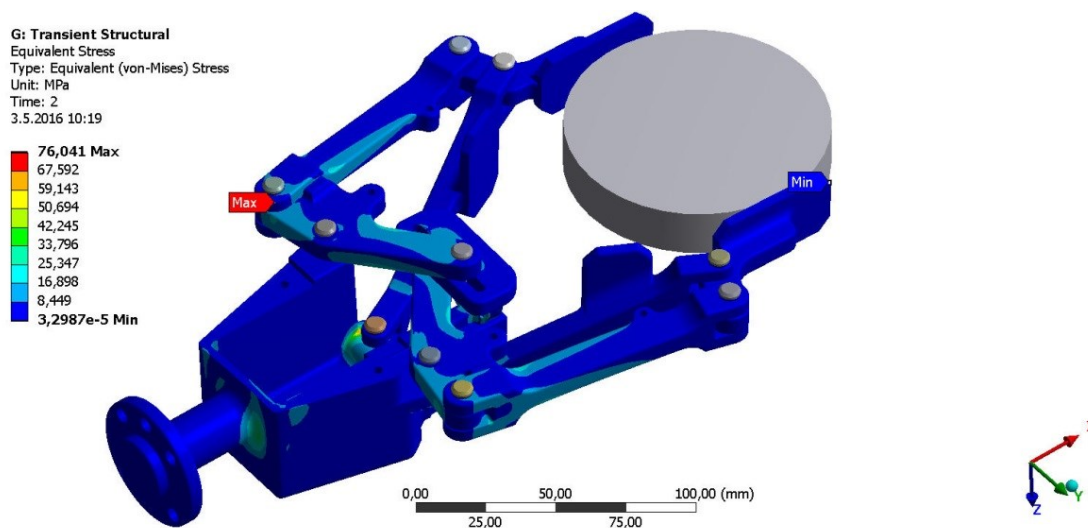
#### 11.4.4 Ekvivalentní (von-Mises) napětí

V této analýze můžeme vidět, že maxima ekvivalentního napětí HMH výrazně klesla a dosahují hodnoty  $76,041[MPa]$ . Tato hodnota by byla pro materiál FORTUS PC nepřijatelná, ovšem tato napětí působí na kluzná ložiska iglidur a ty odolávají dlouhodobému zatížení do  $150[MPa]$ . Další nepříznivé hodnoty nabývají v kulise, zde opět můžeme konstatovat, že v reálu je napětí nižší, jelikož zde bude přišroubována pohybová matice a díky tomu se napětí sníží.



Obr. 43 Ekvivalentní napětí- finální model-pohled 1

Na zadním pohledu na chapadlo vidíme další kritické místo na těle chapadla, napětí zde dosahuje velikosti přes  $60\text{[MPa]}$ . Toto kritické místo je způsobeno koncentratory napětí, příliš ostrými přechody, je potřeba jej upravit. Například rádius s větším poloměrem zaoblení. Další pohledy uvádíme v příloze bakalářské práce.



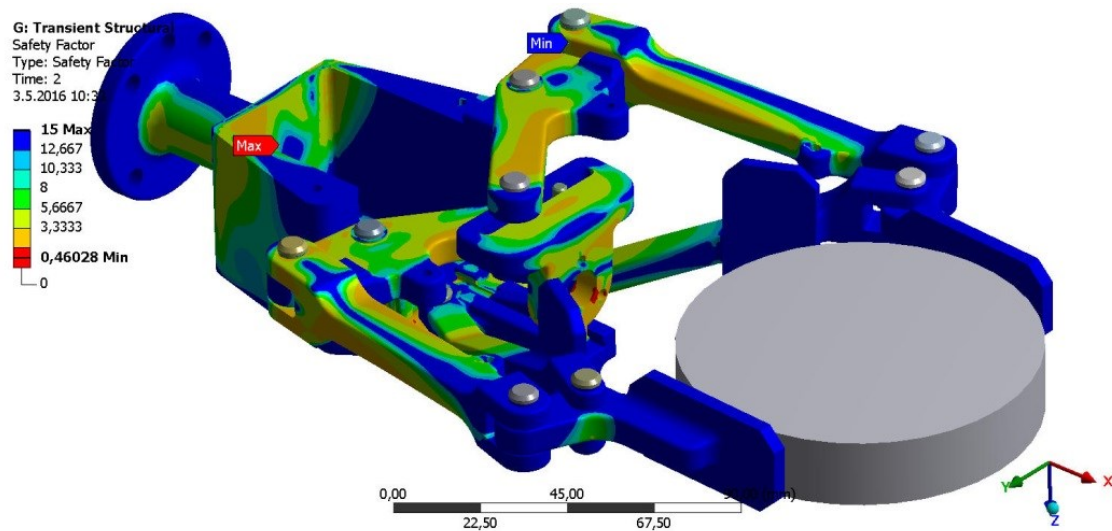
Obr. 44 Ekvivalentní napětí- finální model-pohled 2

#### 11.4.5 Vyobrazení bezpečnosti

Na závěr této analýzy necháváme graficky vyobrazit bezpečnost chapadla na jeho povrchu vzhledem k mezi kluzu a mezi pevnosti materiálu FORTUS PC.

##### a) Podle meze kluzu

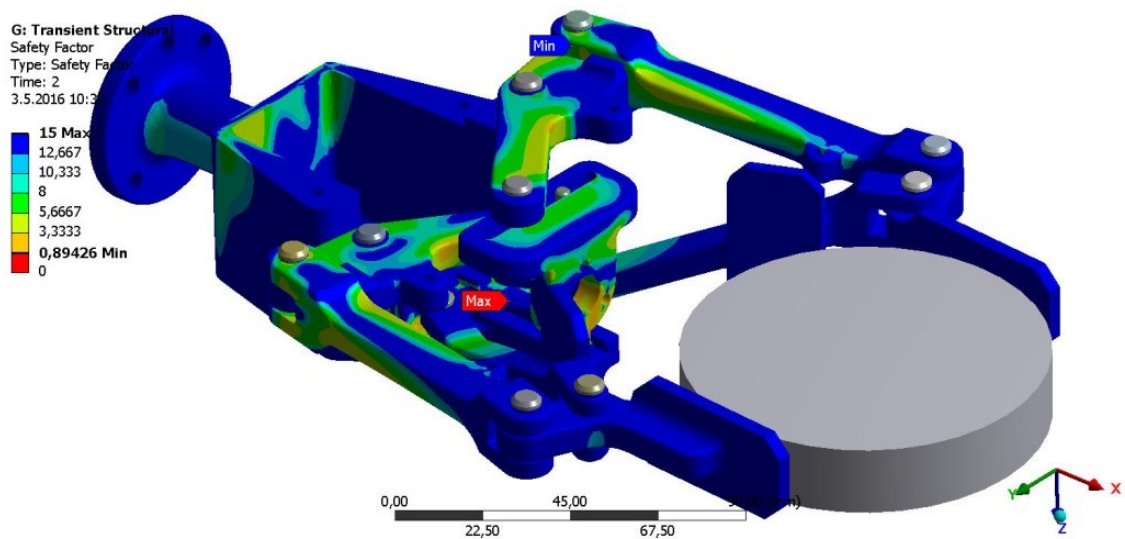
Zde porovnáváme velikost vypočteného napětí s velikostí mezí kluzu materiálu FORTUS PC, která činí  $35\text{[MPa]}$ . Nižší bezpečnost než  $1,00[-]$  znamená, že materiál se bude deformovat plasticky.



Obr. 45 Bezpečnost chapadla podle meze kluzu

#### b) Podle meze pevnosti

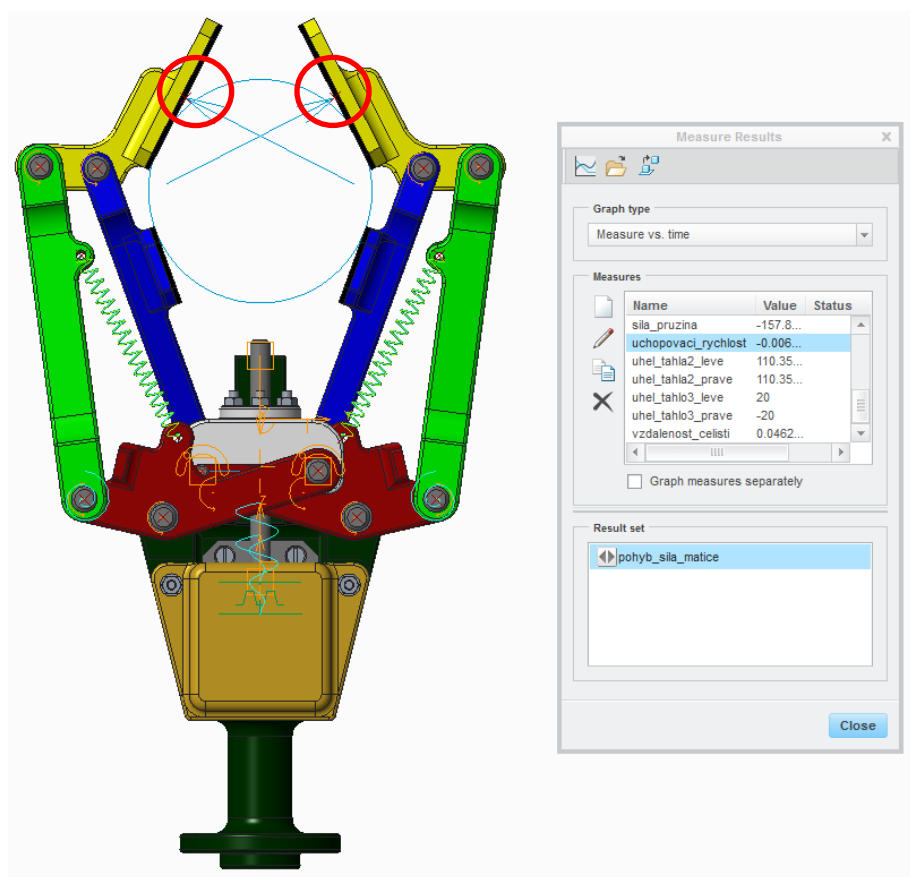
Zde porovnáváme velikost vypočteného napětí s velikostí mezí pevnosti materiálu FORTUS PC, která činí  $68\text{[MPa]}$ . Nižší bezpečnost než  $1,00[-]$  znamená, že materiál zatížení nevydrží.



Obr. 46 Bezpečnost chapadla podle meze pevnosti

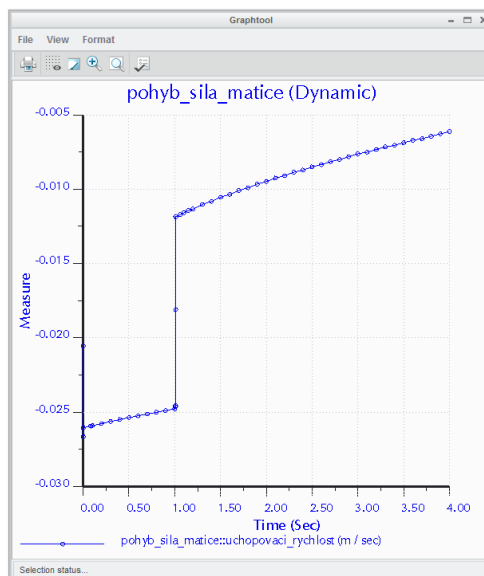
## 11.5 Analýza uchopovací rychlosti čelistí

Pro zjištění uchopovací rychlosti našeho chapadla jsme použili v systému PTC Creo stejnou analýzu jako u dimenzování pružiny, ovšem tentokrát jsme ve výsledcích (MEASUERS) přidali další měřenou veličinu a sice „uchopovací\_rychlost“. Za vstupní parametry analýzy jsme nastavili rychlost posuvu kulisy a pohybové matice  $5[mm \cdot s^{-1}]$ , délku trvání analýzy  $4[s]$  a opět jsme nechali chapadlo uchopit válcové těleso o průměru  $70[mm]$ . Rychlost je definována dvěma přibližujícími se body, na obr. 32 jsou zvýrazněny červenými kroužky.



Obr. 47 Analýza uchopovací rychlosti chapadla

Ve výsledném grafu uchopovací rychlosti vidíme, že rychlost nabývá záporných hodnot, je to způsobeno přibližováním se měřených bodů k sobě, v případě rozevírání čelistí chapadla by rychlost nabyla kladných hodnot. Dále vidíme že rychlost není lineárně závislá na čase, to je způsobeno kontaktem modrých ramen s OM a následným natahováním pružin se změnou trajektorie měřených bodů. Uchopovací rychlost nám vychází v rozmezí  $5 - 26 [mm \cdot s^{-1}]$ .

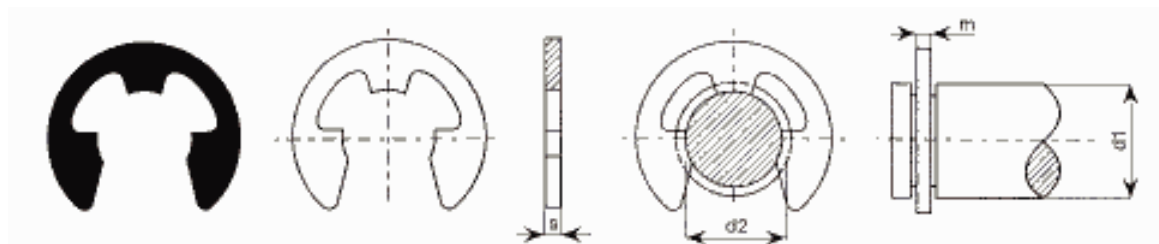


Obr. 48 Graf uchopovací rychlosti na čase

## 11.6 Specifikace nakupovaných komponent

### a) Pojistné třmenové kroužky

Na čepy jsme umístili třmenové kroužky pro zamezení axiálního pohybu, kroužky jsou vyrobeny z pružné oceli a díky tomu po vložení do drážky na čepu pruží. Vybrali jsme firmu EXVALOS k nákupu těchto kroužků, celkem je potřeba 10kusů.



Obr. 49 Náčrt s rozměry pojistných třmenových kroužků [11]

Parametry pojistných kroužků ČSN 02 2929.10			
d2	Průměr hřídele d1	m	S
3,2[mm]	4[mm]	0,55[mm]	0,5[mm]

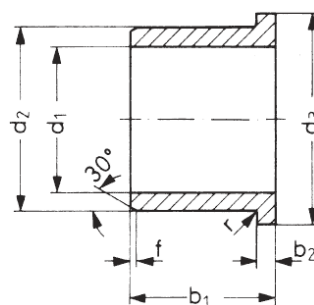
Obr. 50 Parametry pojistných kroužků ČSN 02 2929.10 [2]

### b) Kluzná ložiska

Pro snížení tření mezi čepy a rameny jsme použili třecí ložiska IGLIDUR firmy IGUS, v našem chapadle plní ještě další významné funkce, totiž roznesení napětí na větší plochu díry a zabrání tak otláčování díry v ramenech, těle a kulise pouze na jedné straně. Nami použitá ložiska řady X a řady Z mají povolený statický tlak na povrchu  $150\text{MPa}$ , dlouhodobou provozní teplotu  $-100/250^\circ\text{C}$ . Celkem jsme použili 32 ložisek pro naše chapadlo. Byli jsme nuceni použít ložiska více řad, jelikož každá řada disponuje pouze určitými rozměry. [12]

	XFM_040508_06	XFM_0405_04
Průměr díry $d_1$	$4,000^{+0,058}_{+0,010}[\text{mm}]$	$4,000^{+0,058}_{+0,010}[\text{mm}]$
Šířka ložiska $b_1$	$6,000[\text{mm}]$	$4,000[\text{mm}]$
Tloušťka příruby $b_2$	$0,750[\text{mm}]$	$0,750[\text{mm}]$
Vnější průměr $d_2$	$5,500[\text{mm}]$	$5,500[\text{mm}]$
Průměr příruby $d_3$	$8,000[\text{mm}]$	$9,500[\text{mm}]$
Zaoblení $r$	$0,500[\text{mm}]$	$0,500[\text{mm}]$
Zešíkmení pláště $f$	$0,300[\text{mm}]$	$0,300[\text{mm}]$
$b_1$ -tolerance	h13	h13
$b_2$ -tolerance	-0,140[mm]	-0,140[mm]
$d_3$ tolerance	d13	d13
Tolerance hřídele	h9	h9
Počet použitých kusů	16	4

Tab. 18 Parametry ložisek IGLIDUR tvar F [12]

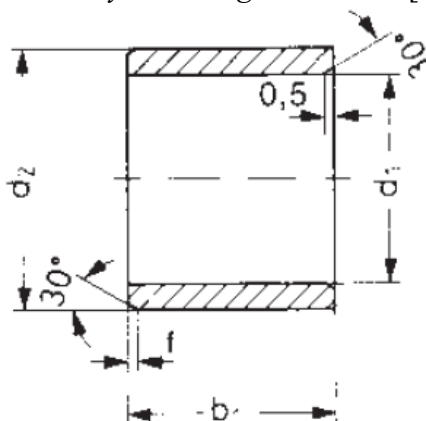


Obr. 51 Náčrt ložiska IGLIDUR tvar F [12]

Ložiska řady X jsou vhodná k řešení technicky náročných aplikací, vynikají vysokou tepelnou a chemickou odolností. Dále odolávají otěru, dokonce za zvyšující se teploty odolnost roste. Vynikají pevností v tlaku a nízkou absorbcí vlhkosti.

	XSM_0405_04	XSM_0405_06	ZSM_0405_08
Průměr dířku $d_1$	$4,000^{+0,058}_{+0,010}[mm]$	$4,000^{+0,058}_{+0,010}[mm]$	$4,000^{+0,058}_{+0,010}[mm]$
Šířka ložiska $b_1$	$4,000[mm]$	$4,000[mm]$	$8,000[mm]$
Vnější průměr $d_2$	$5,500[mm]$	$6,000[mm]$	$5,000[mm]$
Zešíkmení pláště $f$	$0,300[mm]$	$0,300[mm]$	$0,300[mm]$
$b_1$ -tolerance	h13	h13	-
Tolerance hřídele	h9	h9	h9
Počet použitých kusů	4	2	6

Tab. 19 Parametry ložisek Iglidur tvar S [12]



Obr. 52 Náčrt ložiska IGLIDUR tvar S [12]

Ložiska řady Z z materiálu s vysokou tepelnou odolností vynikají extrémně vysokou pevností v tlaku ve spojení s vysokou elasticitou. Tato řada vyniká odolností proti opotřebení, zejména při vysokém zatížení, dále umožňuje použití pro vysoké povrchové rychlosti.

### c) Guma na čelisti

Pro zvýšení tření při uchopení OM na čelistech jsme použili speciální protiskluzové gumy využívající nanotechnologie. Jako polotovar jsme zvolili typ OIGEBLOEM od firmy Nano Original. Rozměry této gumy jsou  $145 \times 90[mm]$ , použili jsme dva kusy, které jsme nastříhali a nalepili na čelisti chapadla.





Obr. 53 Protiskluzová guma na čelisti chapadla [13]

#### d) Spojovací materiál

Na našem chapadle je použito několik šroubů, podložek a matic, které mají za úkol uchycení víka chapadla k tělu, přichycení příruby motoru k tělu a samotného motoru k přírubě a přichycení pohybové matice ke kulise. Volíme prodejce Gavenda s.r.o. [14].

Název součásti	Norma	Počet kusů
Šrouby se zápusťnou hlavou M3x5-4.8	ČSN 02 1151	4
Šrouby se zápusťnou hlavou M3x10-4.8	ČSN 02 1151	2
Šrouby se zápusťnou hlavou M3x12-4.8	ČSN 02 1151	2
Šrouby s válcovou hlavou M3x16-8.8	ČSN 02 1131	3
Matice M3-05	ČSN 02 1401	7
Podložky 3-200HV	ČSN 02 1702	7

Tab. 20 Specifikace spojovacího materiálu[2]

#### e) Krokový aktuátor

Pro pohon našeho chapadla jsme zvolili krokový aktuátor E35H4(N)-V od firmy Servo-Drive. Více viz kapitola 9.2 Výběr motoru.

#### f) Pružiny

Pružiny jsme zvolili od firmy Vanel s označením U.191.220.0400.I. Více viz kapitola 11.3 Výběr pružiny.



## 12 Závěr

V bakalářské práci jsme se věnovali nejprve rešerši, návrhu tří variant mechanismu a výběru nejvýhodnější varianty. Následně jsme pomocí schématu dimenzovali motor, z výpočtu pro dimenzování motoru jsme zjistili, že potřebujeme motor s minimální silou 413[N]. Jednalo se o předběžný výpočet, skutečnou sílu nám určila analýza po zhotovení 3D modelu. Podle této předběžně vypočtené síly jsme zvolili krokový motor E35H4(N)-V od firmy Servo-Drive. Krokový motor je vhodný pro polohové řízení, vhodnější by byl stejnosměrný motor, který drží krouticí moment. Takový motor s námi požadovanými parametry jsme nedokázali na trhu nalézt.

Dalším krokem bylo vytvoření 3D modelu s motorem. Pak následovala analýza v programu ANSYS. Pro analýzu jsme model zjednodušili, odebrali jsme tělo, víko, motor s přírubou i maticí, třmenové kroužky a spojovací materiál. Dále jsme zjednodušili okrajové podmínky a simulovali jsme pouze sílu motoru na kulisu. Výsledek analýzy nám ukázal, kde je potřeba model optimalizovat.

Model jsme tedy optimalizovali. Všechna místa, kde bylo nepříznivé napětí, jsme upravili. Opět jsme provedli pevnostní analýzu v programu ANSYS, tentokrát jsme ale brali v úvahu provozní zatížení při nejkritičtější poloze chapadla a v modelu jsme nechali všechny namáhané komponenty. Tato analýza už vyšla mnohem lépe, ovšem je stále pár míst v modelu, která jsou potřeba optimalizovat. Díky materiálovým vlastnostem jsme rozhodli, že robot ABB IRB 140 bude pracovat s naším chapadlem s maximálním zrychlením  $2[m \cdot s^{-2}]$ .

Po analýze finálního modelu jsme dimenzovali pružiny pomocí dynamické analýzy v systému Creo. Nejprve jsme získali parametry ideální pružiny, které jsme dále použili při hledání reálné pružiny. Nakonec jsme použili pružiny od firmy Vanel s označením U.191.220.0400.I a 94,3% shodou s námi požadovanými parametry. Pomocí stejné analýzy jsme ještě určili uchopovací rychlost čelistí, ta vyšla v rozmezí  $5 - 26 [mm \cdot s^{-1}]$ . V další kapitole jsme specifikovali nakupované komponenty. Z tohoto finálního modelu jsme v systému Creo vytvořili výkresovou dokumentaci.

Pro vytvoření výkresové dokumentace jsme v systému Creo museli vytvořit model chapadla znovu, abychom docílili správnosti členění podsestav. V příloženém CD jsme tedy umístili model pro analýzy a model pro výkresovou dokumentaci včetně „živých“ výkresů.

V práci jsme řešili pouze konstrukční návrh řešení. Je potřeba dořešit zapojení motoru, je možné přidat chapadlu senzory.

## 13 Seznam použité literatury

### 13.1 Knižní zdroje

- [1] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1522-0.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0514-6.

### 13.2 Internetové zdroje:

- [4] Parallel gripper: From Microassembly to Handling Heavy Loads. *Schunk* [online]. 2016 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: [http://de.schunk.com/de\\_en/gripping-systems/#/category/gripping-systems/schunk-grippers/parallel-gripper](http://de.schunk.com/de_en/gripping-systems/#/category/gripping-systems/schunk-grippers/parallel-gripper)
- [5] ADAPTIVE ROBOT GRIPPER 2-FINGER. *ROBOTIQ* [online]. [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: <http://robotiq.com/products/adaptive-robot-gripper/>
- [6] Grippers. *Zimmer Group* [online]. 2016 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: <http://www.zimmer-group.de/en/structure/%24mg2-16000008/grippers>
- [7] Technical data for the IRB 140 industrial robot. In: *ABB* [online]. [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-140/irb-140-data>
- [8] PC: Build strong parts in engineering thermoplastic. *Stratasys* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.stratasys.com/materials/fdm/pc>
- [9] *Servo-Drive rotační a lineární pohony a technologie* [online]. Brno [cit. 2016-04-28]. Dostupné z: [http://www.servo-drive.cz/krokove\\_aktuatory\\_vysokorychlostni\\_vysocepresne\\_nema14.php](http://www.servo-drive.cz/krokove_aktuatory_vysokorychlostni_vysocepresne_nema14.php)

- [10] Vanel: Full Variety Of Springs. *Vanel* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.vanel.com/german-extension-adv-search.php?lang=czech&sessionid=1581961391065717799c8166779745775817673486237218>
- [11] POJISTNÉ TŘMENOVÉ KROUŽKY. *EXVALOS: ložiska a příslušenství* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/pojistne-krouzky---segerovky/pojistne-trmenove-krouzky/>
- [12] Iglidur. *IGUS: plastics for longer life* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/wpck/5182/iglidurProductfinder>
- [13] NanoPodložka černá. *NC: computers* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: [http://www.nc.cz/nanopodlozka-cerna\\_d21149.html](http://www.nc.cz/nanopodlozka-cerna_d21149.html)
- [14] Železářství. *Gavenda s.r.o.* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://zelezarstvi.gavenda.eu/cs/sortiment.html>
- [15] Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6. *BOLZANO: 20 let ocel v pohybu...* [online]. 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: [http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10083/MOP\\_34CrNiMo6.pdf](http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf)

## 14 Seznam příloh

### **Příloha [A] Dodatek**

- Doplnění pevnostní analýzy finálního modelu, další pohledy na finální model

### **Příloha [B] Výpočtová dokumentace**

- Kontrolní výpočty jednotlivých čepů

### **Příloha [C] CD**

- Kompletní textová zpráva včetně příloh A, B, D
- 3D modely chapadla (jeden model pro analýzy a jeden model pro výkresy)

### **Příloha [D] Výkresová dokumentace**

- 00\_00\_sestava
- 00\_01\_cep
- 01\_00\_podsestava\_1
- 01\_01\_telo
- 01\_02\_priruba\_motoru\_plech
- 01\_03\_vicko
- 01\_04\_kulisa
- 02\_00\_podsestava\_2
- 02\_01\_tahlo\_1\_leve
- 02\_02\_cep\_1
- 03\_00\_podsestava\_3
- 03\_01\_tahlo\_1\_prave
- 04\_00\_podsestava\_4
- 04\_01\_tahlo\_2
- 05\_00\_podsestava\_5
- 05\_01\_tahlo\_3\_leve
- 06\_00\_podsestava\_6
- 06\_01\_tahlo\_3\_prave
- 07\_00\_podsestava\_7
- 07\_01\_pracka

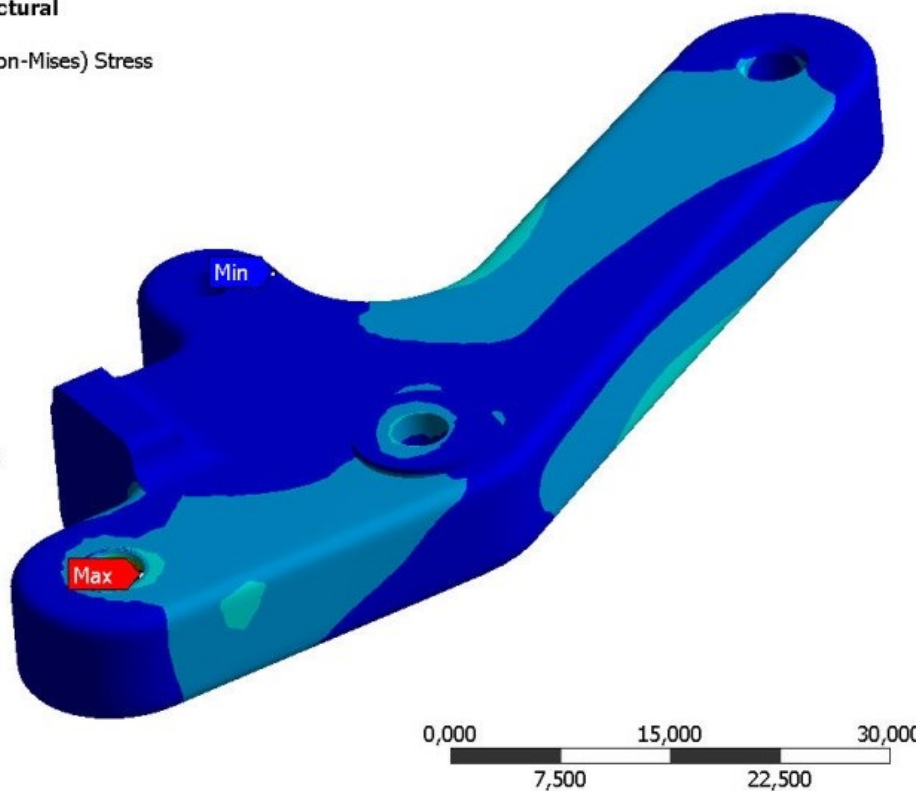
## Příloha [A] Dodatek

### Doplnění pevnostní analýzy finálního modelu

Zde přikládáme doplnění pevnostní analýzy finálního modelu, konkrétně vyobrazení ekvivalentního napětí HMM. Pro lepší zobrazení maxima napětí jsme nejprve osamostatnili táhlo 1kde je vidět maximální napětí celého mechanismu uvnitř ložiska, tato hodnota je sice na barevné škále červená, ovšem tato ložiska odolávají tlaku do 150[MPa], takže vyhovují.

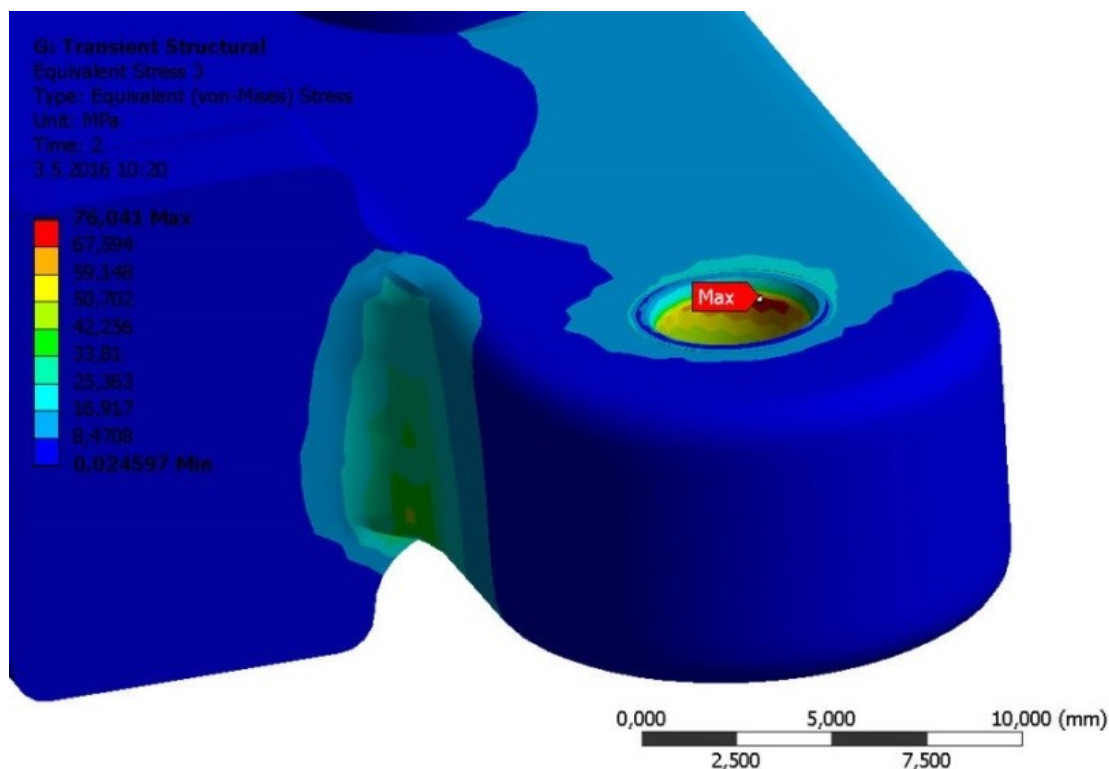
G: Transient Structural  
Equivalent Stress 3  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
3.5.2016 10:20

76,041 Max  
67,594  
59,148  
50,702  
42,256  
33,81  
25,363  
16,917  
8,4708  
0,024597 Min



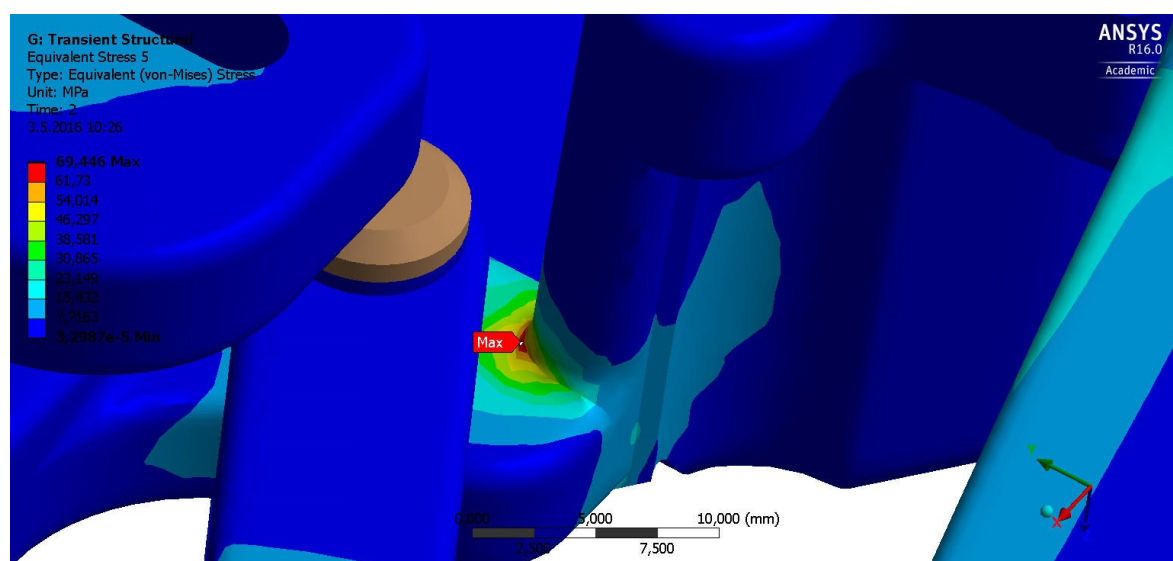
Obr. A 1 Analýza táhla 1

Na obr. A 2 vidíme další kritické místo, které je nutné optimalizovat, například radiusem s větším poloměrem zaoblení.



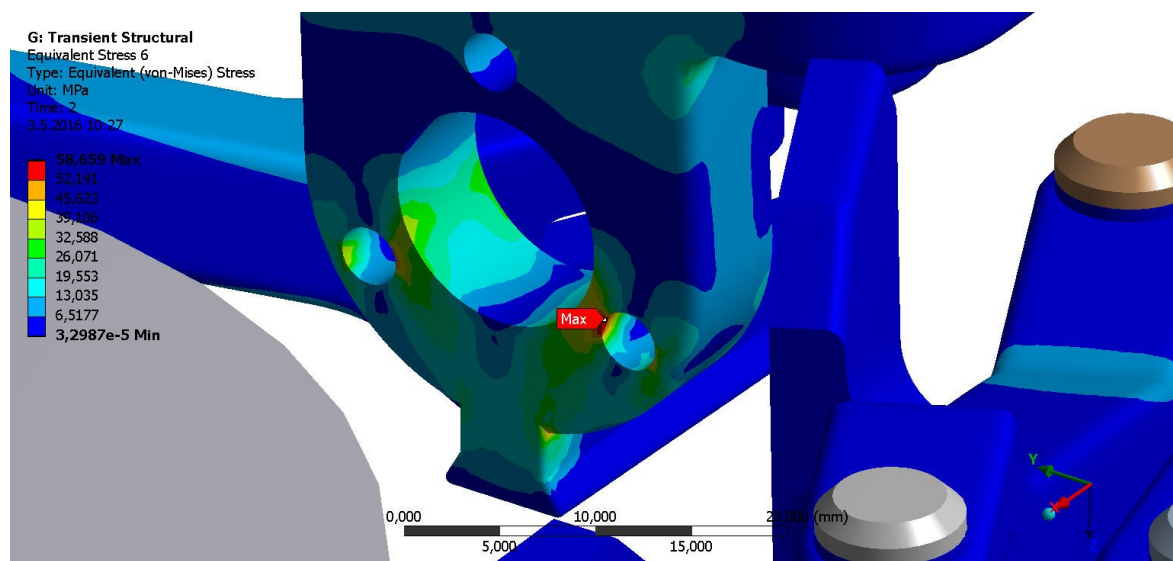
Obr. A 2 Detail analýzy táhla 1

Při dalším hledání kritických míst jsme postupně odebírali součásti s nejvyššími hodnotami napětí (vyhovující ložiska IGLIDUR). Obr. A 3 ukazuje už dříve zmíněné kritické místo na těle chapadla, kde napětí dosahuje 69,446 [MPa]



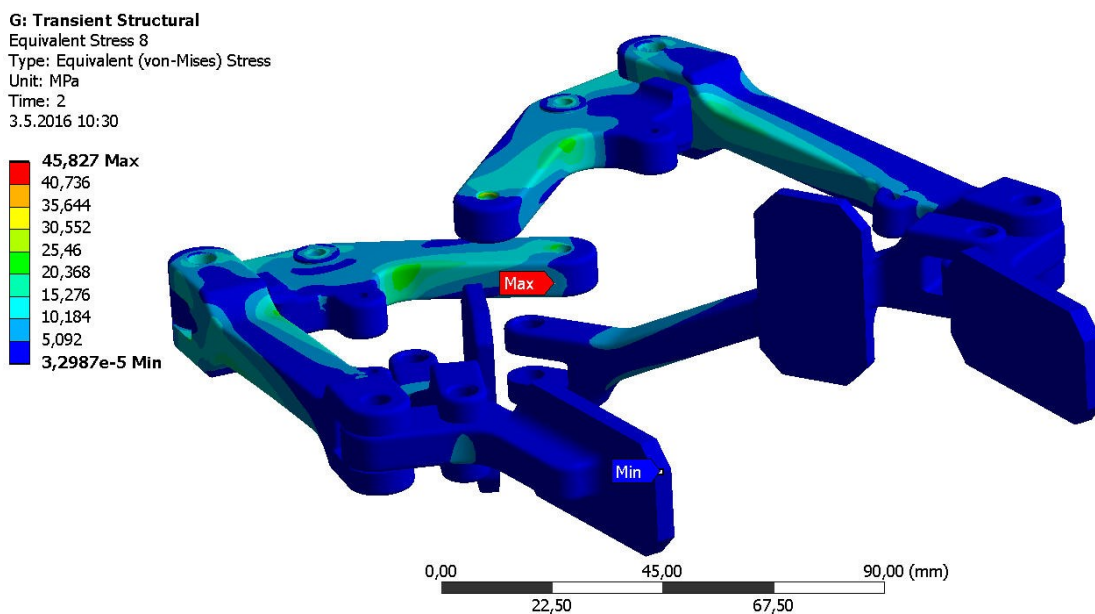
Obr. A 3 Kritické místo upraveného mechanismu

Po odebrání těla chapadla nám vyšlo nejvyšší napětí ( $58,659[MPa]$ ) na kulise, je rovněž nevyhovující, ale můžeme prohlásit, že v reálu bude napětí dosahovat nižších hodnot. Kulisa bude přišroubována k pohybové matici a tím se napětí sníží.



Obr. A 4 Kritické místo upraveného mechanismu 2

Dále jsme odebrali kulisu, další nejvyšší napětí ( $45,827[MPa]$ ) se objevilo uvnitř díry na táhle 1, kde bude nalepen čep 1. I toto napětí bude v reálu zmenšeno díky čepu 1 který pomůže snížit napětí.

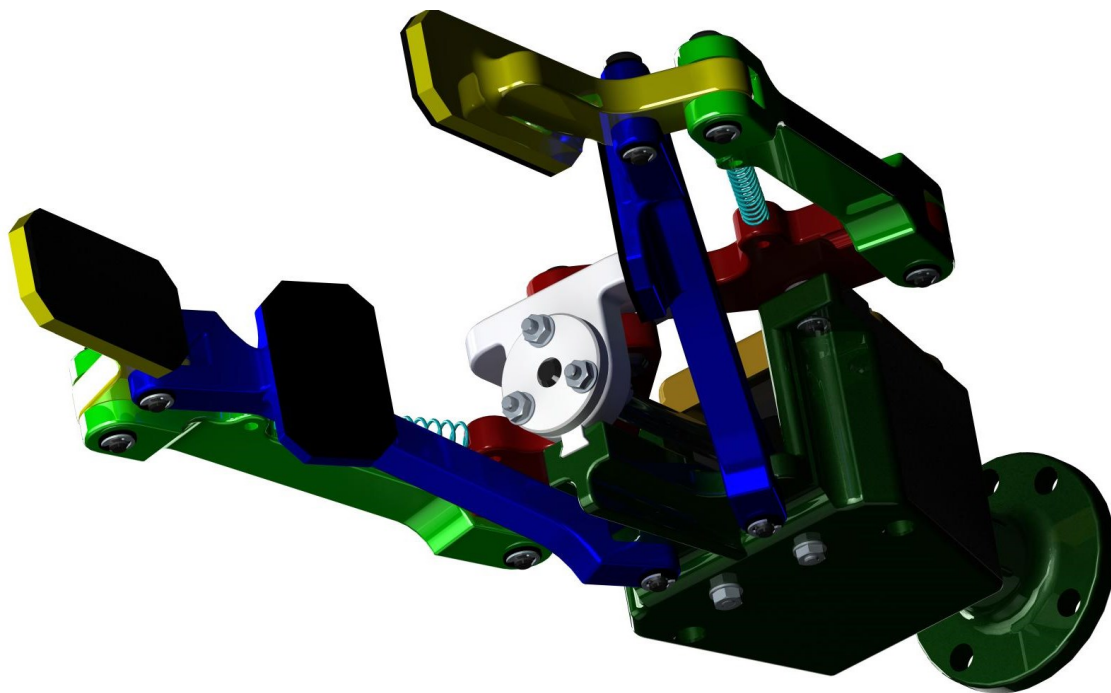


Obr. A 5 Kritické místo upraveného mechanismu 3

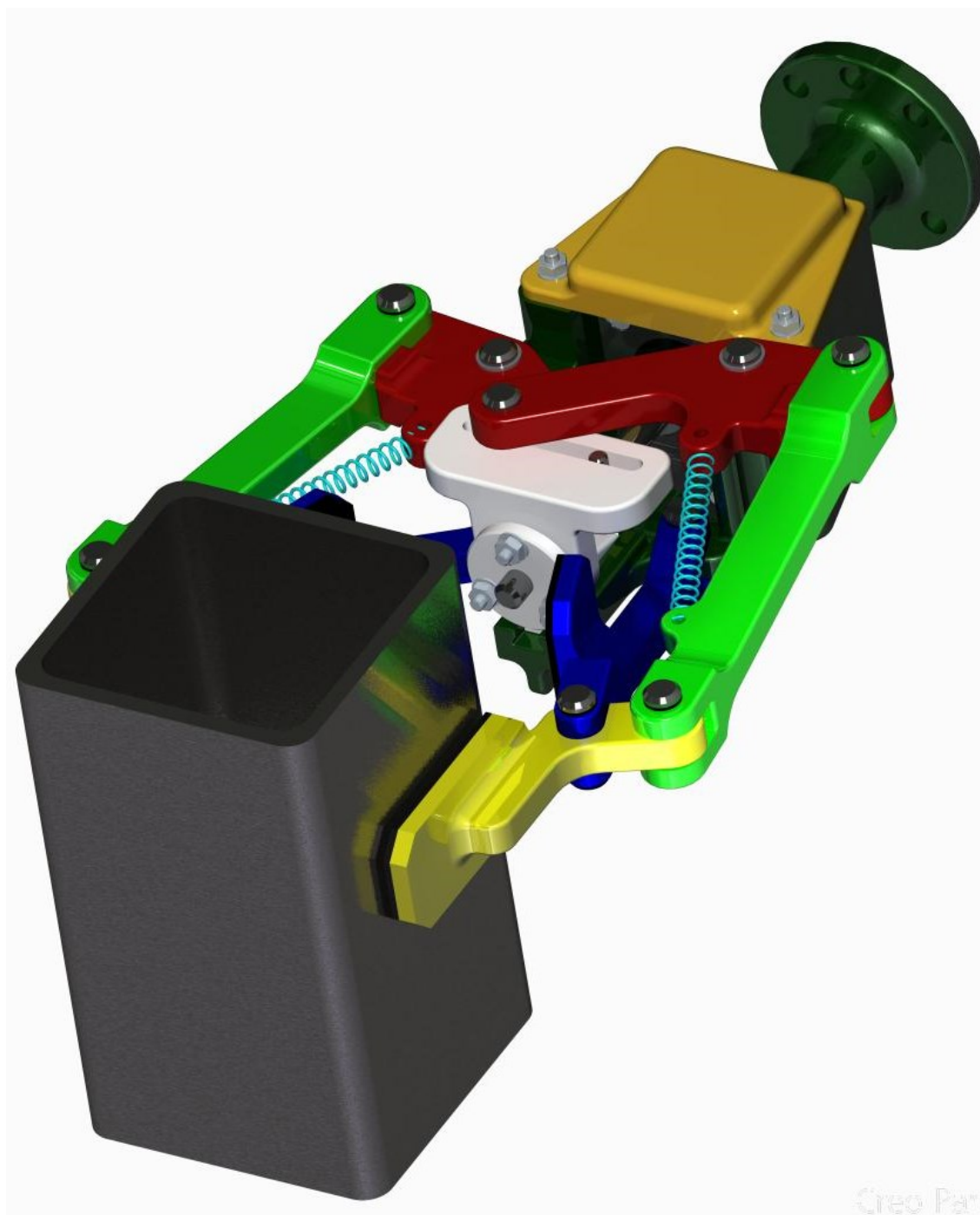


**Pohledy na finální model**

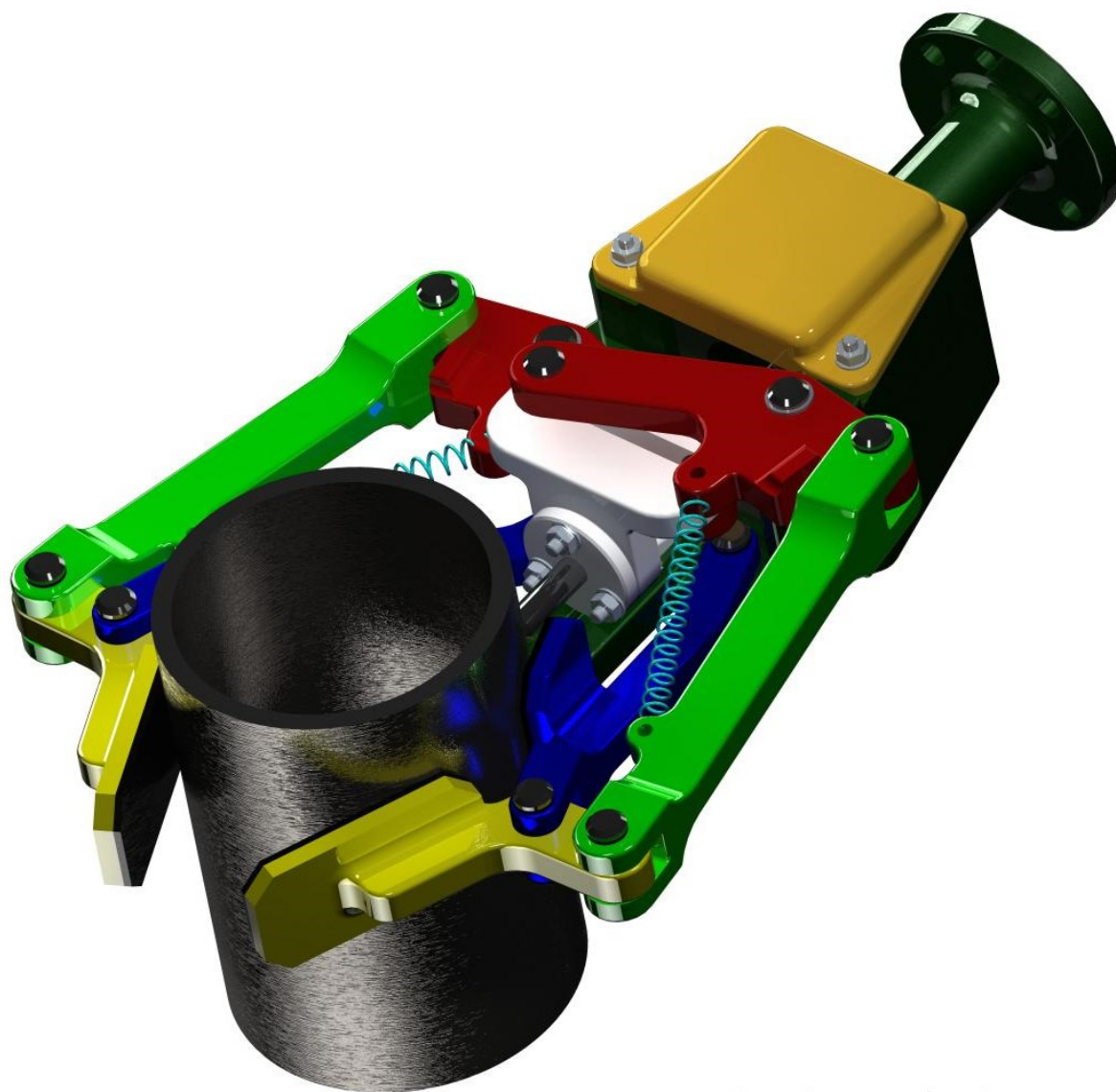
Zde přikládáme různé pohledy na finální model chapadla. Jsou zde umístěny obrázky rozevřeného chapadla a chapadla držící objekt manipulace jekl a trubku.



*Obr. A 6 Pohled na finální model chapadla*



*Obr. A 7 Chapadlo s OM 1*



Creo Parametric - Advanced II

*Obr. A 8 Chapadlo s OM 2*

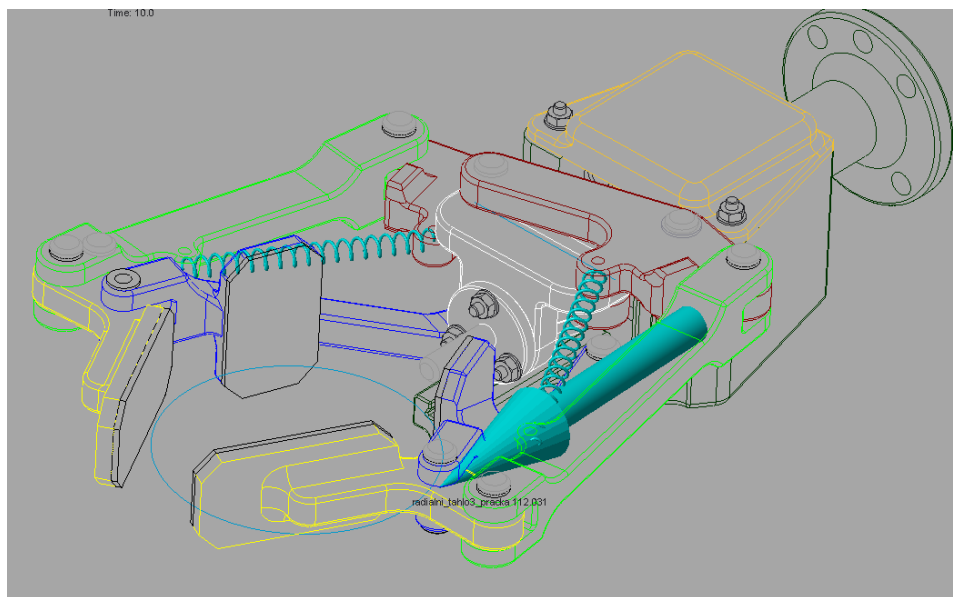
## Příloha [B] Výpočtová dokumentace

Pomocí analýzy v systému Creo jsme určili jednotlivé reakční síly působící na čepy. Použili jsme opět stejnou analýzu, kdy chapadlo uchopuje rotační objekt manipulace o průměru 70[mm] s maximální uchopovací silou 100 [N]. Pro kontrolu každého čepu jsme vytvořili snímek obrazovky s výsledkem analýzy, kde je graficky znázorněna síla na čepu. Jelikož jsou ramena našeho chapadla symetrická, kontrolovali jsme čepy pouze na jedné straně chapadla, výsledky druhé strany jsou shodné.

Pro čepy volíme:

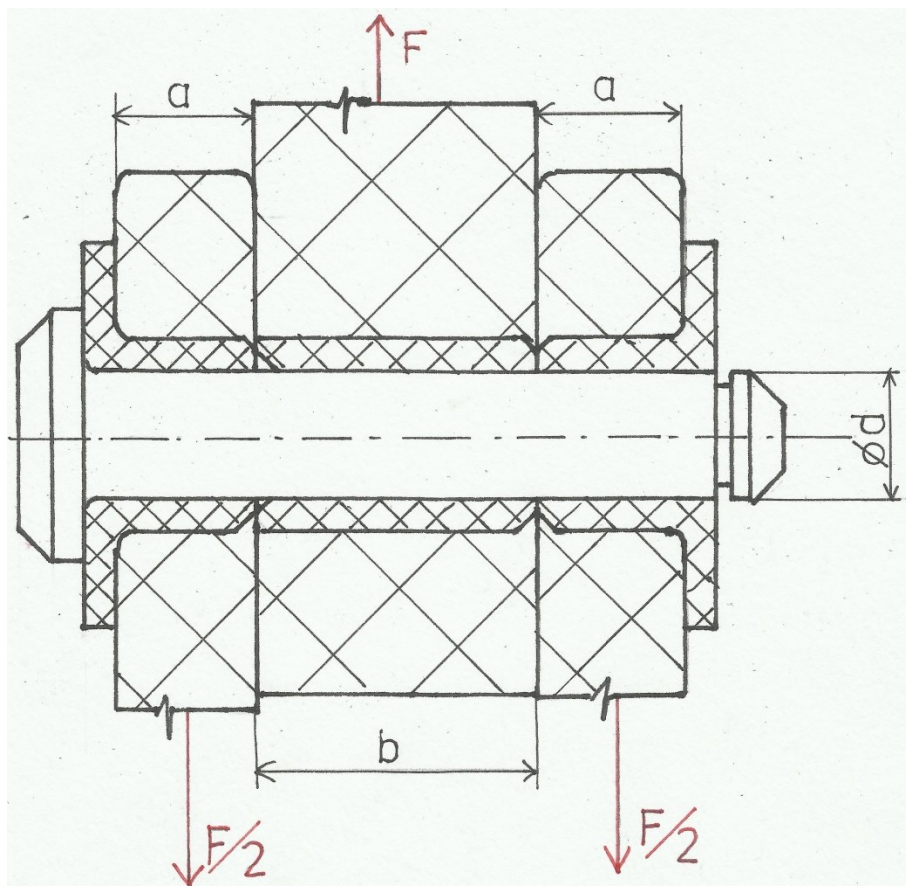
<b>Materiál</b>		
	dle ČSN EN 10027-2	34CrNiMo6
	dle ČSN 42 0002	16 343
<b>Mez kluzu</b>		
	$R_{e\ min}$	1000[MPa]
<b>Dovolené napětí ve střihu</b>		
	$\tau_{S\ DOV} = 0,6 \cdot R_e$ $\tau_{S\ DOV} = 0,6 \cdot 1000$	$\tau_{S\ DOV} = 600\ [MPa]$
<b>Dovolené napětí v ohybu</b>		
Volíme bezpečnost $k_b = 2.5[-]$	$\sigma_{O\ DOV} = \frac{R_e}{k_b}$ $\sigma_{O\ DOV} = \frac{1000}{2.5}$	$\sigma_{O\ DOV} = 400\ [MPa]$

Tab. B 1 Zvolené parametry a vztahy pro kontrolní výpočet čepů[2], [15]

**Kontrola čepu 1**

Obr. B 1 Snímek obrazovky se silou působící na čep 1

Velikost síly je 112,031[N].



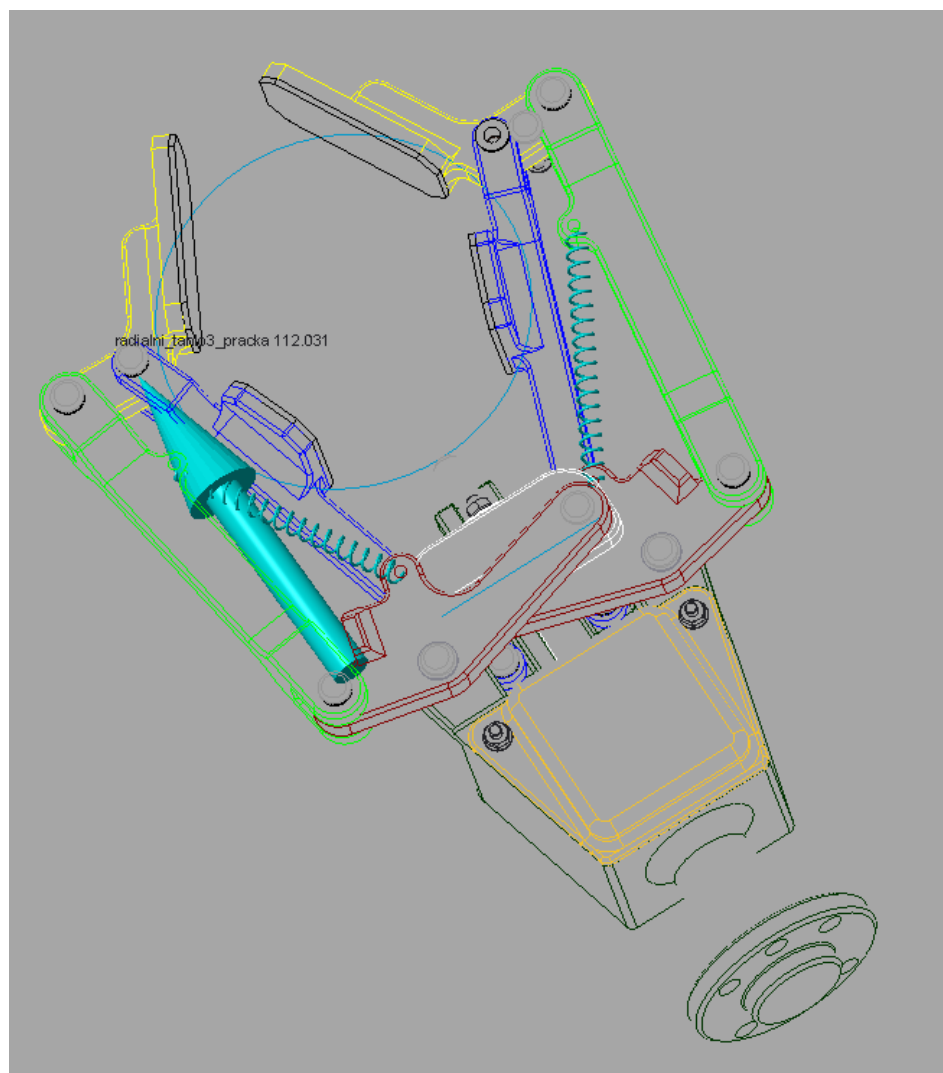
Obr. B 2 Schéma 1 pro kontrolu čepů

Schéma platí pro kontrolní výpočty čepů 1, 2, 3 a 4.

## Kontrolní výpočet čepu 1

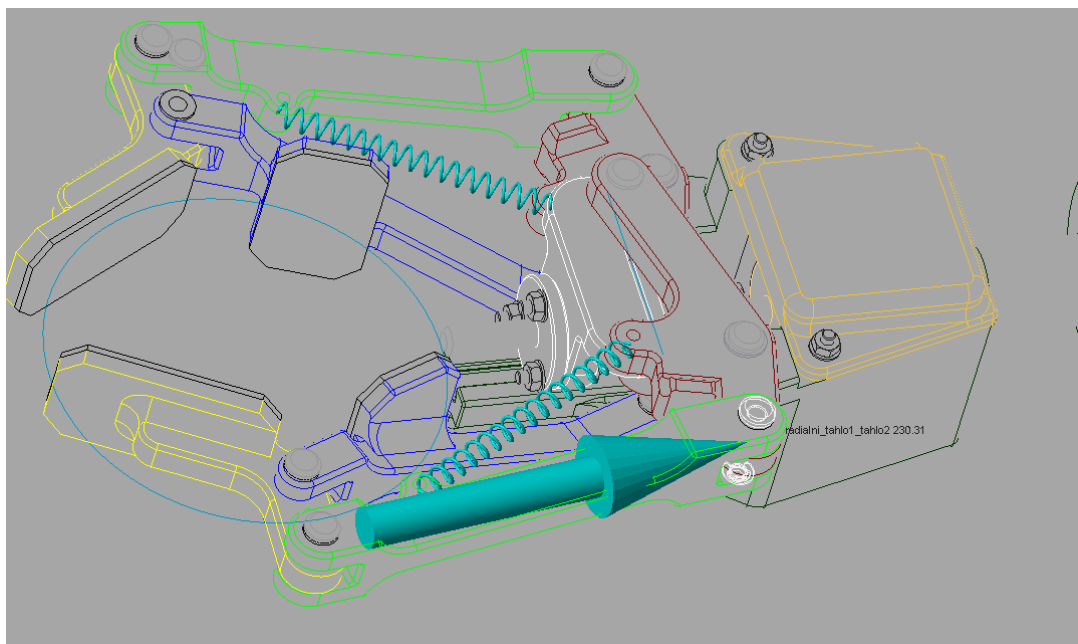
Kontrolní výpočet čepu 1 na střih		
$\tau_{S\ DOV} = 600\ [MPa]$ $F = 112,031\ [N]$ $d = 4\ [mm]$	$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot 112,031}{\pi \cdot 0,004^2} \leq \tau_{S\ DOV}$	$\tau_s = 4,458\ [MPa]$          <b>Vyhovuje</b>
Kontrolní výpočet čepu 1 na ohyb		
$\sigma_{O\ DOV} = 400\ [MPa]$ $F = 112,031\ [N]$ $l = 14,2\ [mm]$ $a = 6\ [mm]$ $b = 8,2\ [mm]$ $d = 4\ [mm]$	$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{8} \cdot (2 \cdot a + b)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{4F \cdot (2 \cdot a + b)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{4 \cdot 112,031 \cdot (2 \cdot 0,006 + 0,0082)}{\pi \cdot 0,004^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_o = 45,021\ [MPa]$          <b>Vyhovuje</b>
Kontrolní výpočet čepu 1, redukované napětí		
$\sigma_{O\ DOV} = 400\ [MPa]$	$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_{RED} = \sqrt{45,021^2 + 3 \cdot 4,458^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_{RED} = 45,678\ [MPa]$          <b>Vyhovuje</b>

Tab. B 2 Kontrolní výpočet čepu 1

**Kontrola čepu 2**

*Obr. B 3 Snímek obrazovky se silou působící na čep 2*

Velikost síly je  $112,031[N]$ , jelikož má tato síla shodnou velikost se silou působící na čep 1 a dále má čep 2 stejné rozměry jako čep 1, prohlašujeme, že výpočet bude mít stejné výsledky a nebudeme jej provádět.

**Kontrola čepu 3**

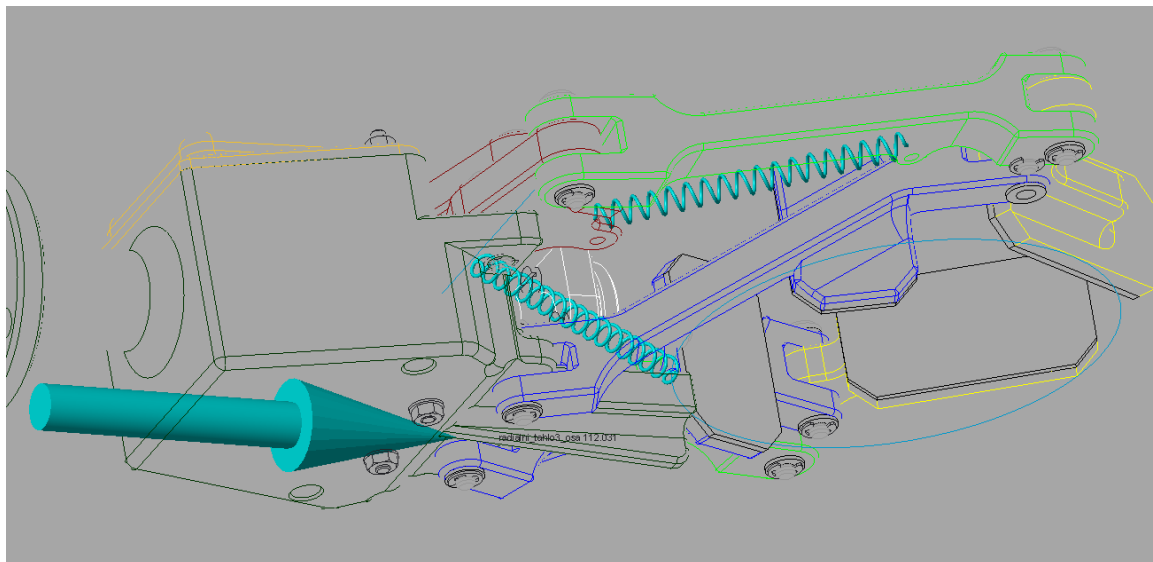
*Obr. B 4 Snímek obrazovky se silou působící na čep 3*

Velikost síly je 230,31[N].



<b>Kontrolní výpočet čepu 3 na střih</b>		
$\tau_{SDOV} = 600 [MPa]$ $F = 230,31[N]$ $d = 4[mm]$	$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} \leq \tau_{SDOV}$ $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{SDOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{SDOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot 230,31}{\pi \cdot 0,004^2} \leq \tau_{SDOV}$	$\tau_s = 9,163[MPa]$        <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 3 na ohyb</b>		
$\sigma_{DOV} = 400 [MPa]$ $F = 230,31[N]$ $l = 14.2mm]$ $a = 6[mm]$ $b = 8.2[mm]$ $d = 4[mm]$	$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{8} \cdot (2 \cdot a + b)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{DOV}$ $\sigma_o = \frac{4F \cdot (2 \cdot a + b)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{DOV}$ $\sigma_o = \frac{4 \cdot 230,31 \cdot (2 \cdot 0,006 + 0,0082)}{\pi \cdot 0,004^3} \leq \sigma_{DOV}$	$\sigma_o = 92.554 [MPa]$        <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 3, redukované napětí</b>		
$\sigma_{DOV} = 400 [MPa]$	$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{DOV}$ $\sigma_{RED} = \sqrt{92.554^2 + 3 \cdot 9,163^2} \leq \sigma_{DOV}$	$\sigma_{RED} = 93.90 [MPa]$       <b>Vyhovuje</b>

*Tab. B 3 Kontrolní výpočet čepu 3*

**Kontrola čepu 4**

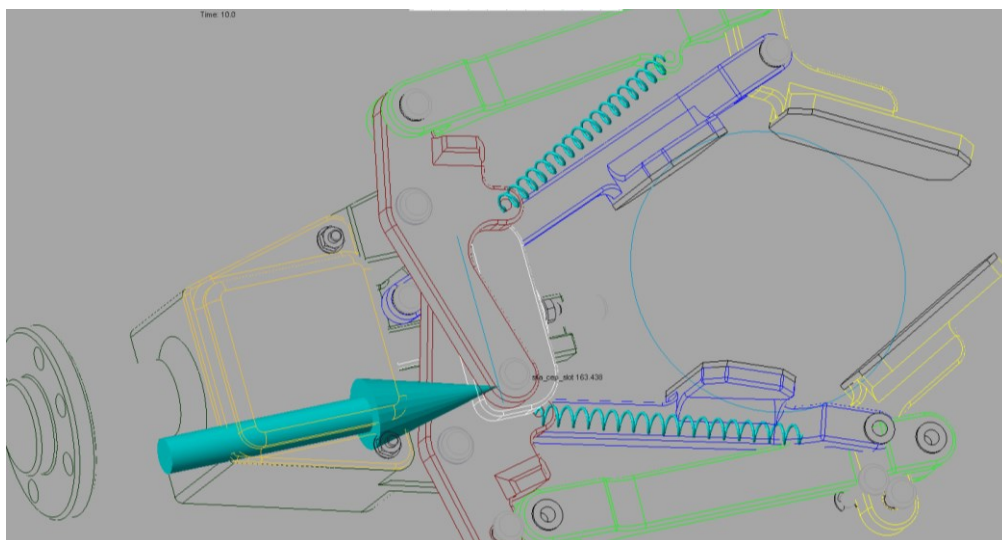
*Obr. B 5 Snímek obrazovky se silou působící na čep 4*

Velikost síly je 112,031[N].

Kontrolní výpočet čepu 4 na střih		
$\tau_{S\ DOV} = 600\ [MPa]$ $F = 112,031[N]$ $d = 4[mm]$	$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{2 \cdot 112,031}{\pi \cdot 0,004^2} \leq \tau_{S\ DOV}$	$\tau_s = 4,458[MPa]$          <b>Vyhovuje</b>
Kontrolní výpočet čepu 4 na ohyb		
$\sigma_{O\ DOV} = 400\ [MPa]$ $F = 112,031[N]$ $l = 12.2[mm]$ $a = 6[mm]$ $b = 6.2[mm]$ $d = 4[mm]$	$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{\frac{F}{8} \cdot (2 \cdot a + b)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{4F \cdot (2 \cdot a + b)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{4 \cdot 112.031 \cdot (2 \cdot 0.006 + 0.0062)}{\pi \cdot 0.004^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_o = 40.564[MPa]$          <b>Vyhovuje</b>
Kontrolní výpočet čepu 4, redukované napětí		
$\sigma_{O\ DOV} = 400\ [MPa]$	$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_{RED} = \sqrt{40,564^2 + 3 \cdot 4,458^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_{RED} = 41.292\ [MPa]$       <b>Vyhovuje</b>

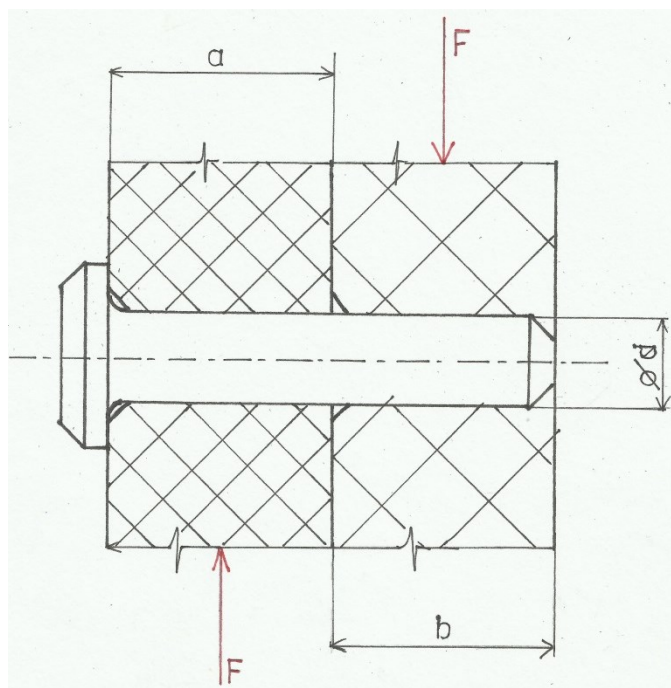
*Tab. B 4 Kontrolní výpočet čepu 4*

## Kontrola čepu 5



Obr. B 6 Snímek obrazovky se silou působící na čep 5

Velikost síly je 163.438[N].

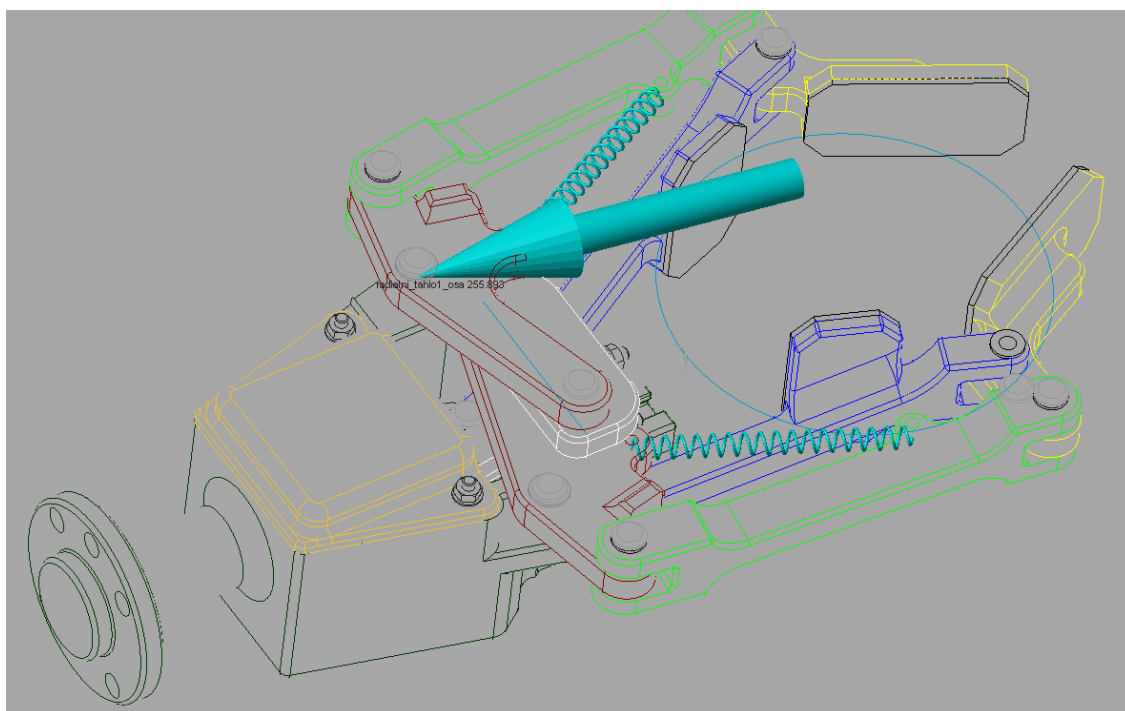


Obr. B 7 Schéma 2 pro kontrolu čepů

Schéma platí pro kontrolní výpočet čepů 5 a 6.

<b>Kontrolní výpočet čepu 5 na střih</b>		
$\tau_{S\ DOV} = 600 [MPa]$ $F = 163.438[N]$ $d = 4[mm]$	$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{163.438}{\pi \cdot 0,004^2} \leq \tau_{S\ DOV}$	$\tau_s = 3,251[MPa]$       <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 5 na ohyb</b>		
$\sigma_{O\ DOV} = 400 [MPa]$ $F = 163.438[N]$ $a = 8,5[mm]$ $b = 7,5[mm]$ $d = 4[mm]$	$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{F \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{32 \cdot F \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{32 \cdot 163.438 \cdot \left(\frac{0,0085}{2} + \frac{0,0075}{2}\right)}{\pi \cdot 0,004^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_o = 208,096[MPa]$       <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 5, redukované napětí</b>		
$\sigma_{O\ DOV} = 400 [MPa]$	$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_{RED} = \sqrt{208,096^2 + 3 \cdot 3,251^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_{RED} = 208,172 [MPa]$      <b>Vyhovuje</b>

*Tab. B 5 Kontrolní výpočet čepu 5*

**Kontrola čepu 6**

*Obr. B 8 Snímek obrazovky se silou působící na čep 6*

Velikost síly je 255,893[N].

<b>Kontrolní výpočet čepu 6 na střih</b>		
$\tau_{S\ DOV} = 600 [MPa]$ $F = 255,893[N]$ $d = 4[mm]$	$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{S\ DOV}$ $\tau_s = \frac{255,893}{\pi \cdot 0,004^2} \leq \tau_{S\ DOV}$	$\tau_s = 5,091[MPa]$      <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 6 na ohyb</b>		
$\sigma_{O\ DOV} = 400 [MPa]$ $F = 255,893[N]$ $a = 8,85[mm]$ $b = 8,35[mm]$ $d = 4[mm]$	$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{F \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{32 \cdot F \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_o = \frac{32 \cdot 255,893 \cdot \left(\frac{0,00885}{2} + \frac{0,00835}{2}\right)}{\pi \cdot 0,004^3} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_o = 350,249[MPa]$      <b>Vyhovuje</b>
<b>Kontrolní výpočet čepu 6, redukované napětí</b>		
$\sigma_{O\ DOV} = 400 [MPa]$	$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$ $\sigma_{RED} = \sqrt{350,249^2 + 3 \cdot 5,091^2} \leq \sigma_{O\ DOV}$	$\sigma_{RED} = 350,360 [MPa]$  <b>Vyhovuje</b>

*Tab. B 6 Kontrolní výpočet čepu 6*